

Guilherme De Pieri Pickler

**ANÁLISE DE EFICIÊNCIA ENERGÉTICA DE UMA TERMO-
FORMADORA DE COPOS POLIMÉRICOS DESCARTÁVEIS**

Dissertação submetida ao Programa de
Pós-Graduação em Engenharia Mecâ-
nica da Universidade Federal de Santa
Catarina para a obtenção do Grau de
Mestre em Engenharia Mecânica.
Orientador: Prof. Amir Antônio
Martins de Oliveira Júnior, Ph.D.

Florianópolis
2016

Ficha de identificação da obra elaborada pelo autor,
através do Programa de Geração Automática da Biblioteca Universitária da UFSC.

Pickler, Guilherme De Pieri

Análise de eficiência energética de uma termoformadora
de copos poliméricos descartáveis / Guilherme De Pieri
Pickler ; orientador, Amir Antônio Martins de Oliveira -
Florianópolis, SC, 2016.

160 p.

Dissertação (mestrado) - Universidade Federal de Santa
Catarina, Centro Tecnológico. Programa de Pós-Graduação em
Engenharia Mecânica.

Inclui referências

1. Engenharia Mecânica. 2. Termoformagem. 3. Eficiência
energética. 4. Copos descartáveis. 5. Engenharia térmica.
I. Oliveira, Amir Antônio Martins de. II. Universidade
Federal de Santa Catarina. Programa de Pós-Graduação em
Engenharia Mecânica. III. Título.

Guilherme De Pieri Pickler

ANÁLISE DE EFICIÊNCIA ENERGÉTICA DE UMA TERMO- FORMADORA DE COPOS POLIMÉRICOS DESCARTÁVEIS

Esta Dissertação foi julgada adequada para obtenção do Título de “Mestre em Engenharia Mecânica”, e aprovada em sua forma final pelo Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica.

Florianópolis, 04 de Outubro de 2016.

Jonny Carlos da Silva, Dr. Eng.
Coordenador do Curso

Amir Antônio Martins de Oliveira Júnior, Ph.D. – Orientador
Universidade Federal de Santa Catarina

Banca Examinadora:

Amir Antônio Martins de Oliveira Júnior, Ph.D. – Orientador
Universidade Federal de Santa Catarina

Rafael de Camargo Catapan, Dr. Eng.
Universidade Federal de Santa Catarina

Vicente de Paulo Nicolau, Dr. Eng.
Universidade Federal de Santa Catarina

Carlos Henrique Ahrens, Dr. Eng.
Universidade Federal de Santa Catarina

À Thatiana Tomaz, meu amor, e à meu
avô, Darci De Pieri.

AGRADECIMENTOS

Agradeço a Deus, por ter me permitido chegar até onde cheguei.

À Thatiana Tomaz, meu amor, os meus mais sinceros agradecimentos, pois sem ela eu não teria terminado esta dissertação. Sua compreensão, apoio, incentivo e carinho não me deixaram abalar pelos percalços do caminho.

Meus pais merecem todos os méritos, por me educarem e mostrarem sempre o caminho correto a trilhar. À minha irmã, Karolyne, por me proporcionar boas conversas sobre o futuro.

Não posso esquecer-me de agradecer aos meus colaboradores e orientador: Amir, Roberto, Renzo, Gilson e a todo pessoal do LabCET. Obrigado por me proporcionarem um ótimo ambiente de trabalho.

À NTS Máquinas e Equipamentos, em especial ao Heron e ao Jemerson, que ajudaram em todos os testes realizados e disponibilizaram um pouco do seu tempo para que este trabalho pudesse ser executado.

A todos aqueles que, discreta ou anonimamente, contribuíram para a conclusão deste trabalho.

“O mundo não é um grande arco-íris. É um lugar sujo, é um lugar cruel. Que não quer saber o quanto você é durão. Vai botar você de joelhos e você vai ficar de joelhos para sempre se você deixar. Você, eu, ninguém vai bater tão duro como a vida. Mas não se trata de bater duro, se trata de quanto você aguenta apanhar e seguir em frente. O quanto você é capaz de aguentar e continuar tentando. É assim que se consegue vencer.”

Rocky Balboa

RESUMO

A indústria brasileira de copos plásticos descartáveis constitui-se em menos de 25 empresas, sendo 8 delas situadas em Santa Catarina. Em 2006, estimava-se que a produção nacional de copos poliméricos descartáveis era, aproximadamente, 96 mil toneladas/ano, predominantemente destinada ao mercado interno. Das máquinas utilizadas para a transformação dos polímeros nas empresas de descartáveis, as termoformadoras transformam bobinas de chapas poliméricas em copos, potes e tampas por meio de conformação mecânica. Estima-se que a energia utilizada pelos processos de termoformagem seja aproximadamente 2,2 GWh anuais. Portanto, o aumento de eficiência nesse processo poderá acarretar em economia significativa de energia para o país. Este trabalho visa contribuir para o aumento da eficiência energética no setor de transformação de polímeros, enfocando a análise energética de uma máquina termoformadora assistida por plugue. Durante a termoformagem, o material polimérico é submetido a aquecimento, por resistências elétricas, conformação, por meio de acionamento mecânico auxiliado por ar comprimido, e resfriamento, utilizando um chiller de refrigeração. A análise realizada inclui a modelagem térmica da máquina termoformadora, implementada no software EES, e medições em uma termoformadora de copos de polipropileno de uso industrial. Para a modelagem térmica, a máquina foi dividida em dois volumes de controle principais, a estufa e o molde. No primeiro, a lâmina de polímero sofre aquecimento por radiação a partir de resistências elétricas, enquanto que, no segundo, a chapa é estirada com auxílio do plugue e ar comprimido e, depois, resfriada indiretamente com água. Após a formação do copo, o mesmo é extraído do molde e ejetado com jatos de ar-comprimido. As medições foram realizadas com a máquina em funcionamento total e/ou parcial e depois foram comparadas com as previsões do modelo térmico. A comparação entre os resultados da simulação e as medições apresentou boa concordância, indicando a validade do modelo adotado. Os maiores consumos de energia foram encontrados no compressor de ar (37 %), seguido da estufa de aquecimento (34 %) e, finalmente, do chiller de refrigeração da água de resfriamento do molde (28 %). Ao final do trabalho, foram elencadas algumas propostas de melhoria de eficiência energética, resultando em possível redução de consumo de energia estimada em 14 %.

Palavras-chave: Termoformagem, eficiência energética, copos descartáveis, engenharia térmica.

ABSTRACT

The Brazilian industry of disposable plastic cups comprises 25 companies, 8 of them located in Santa Catarina. In 2006, the domestic production of disposable plastic cups was estimated in approximately 96,000 tons/year, predominantly destined to the domestic market. The thermoforming machines process roll polymeric sheet in cups, jars, and caps by thermal forming. The total number of machines operating in Brazil consumes an annual amount of energy estimated in 2.2 GWh. Therefore any gains in thermal efficiency in this sector may represent a considerable amount of energy nationally. This work aims at increasing the energy efficiency in the polymer processing industry, focusing on the energy analysis of a thermoforming machine assisted by plug. During thermoforming, the polymeric material is subjected to heating by electrical resistance, forming by a mechanical actuation aided by compressed air, and cooling using a water chiller. The analysis includes thermal modeling of the thermoforming machine, implemented in the EES software, and measurements in a thermoforming machine of polypropylene cups operating industrially. For the thermal modeling, the machine was divided into two main control volumes, the radiating oven and the mold. During processing, the polymeric sheet undergoes heating by radiation from electric resistances, then it follows to the mold where it is stretched with the aid of the plug and compressed air, and finally it is cooled indirectly with chilled water. After formation, the cup is extracted from the mold and ejected with compressed air jets. Measurements were performed with the machine on fully and/or partial operation and compared with the predictions of the thermal model. The comparison between the simulation results and measurements showed good agreement, indicating the validity of the model. The largest energy consumption were found in the air compressor (37 %), followed by heating stove (34 %), and finally, the cooling chiller that provides water cooled to the mold (28 %). At the end of the work, a few proposals to improve the energy efficiency were listed, resulting in a possible energy consumption reduction estimated in 14 %.

Keywords: Thermoforming, energy efficiency, disposable cups, thermal engineering.

LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1- Entalpia em função da temperatura para alguns polímeros.	35
Figura 2.2 - Escoamento indesejável durante o aquecimento da chapa (<i>sag</i>).	37
Figura 2.3 - Correntes para transporte de material.	38
Figura 2.4 - Detalhe da corrente de fixação da lâmina de material polimérico.	39
Figura 2.5 - Exemplo de resistência elétrica usada em aquecedores radiantes.	40
Figura 2.6 - Exemplo de faca embutida no próprio molde.	41
Figura 2.7 - Esquema de formação das paredes de produto polimérico.	41
Figura 2.8 - Desenho esquemático para exemplificar a moldagem positiva.	42
Figura 2.9 – Desenho esquemático para exemplificar a moldagem por vácuo.	43
Figura 2.10 – Desenho esquemático exemplificando a moldagem por sopro auxiliada por vácuo.	43
Figura 2.11 – Desenho esquemático exemplificando a pré-moldagem por sopro.	44
Figura 2.12 – Pré-moldagem com plugue seguida de moldagem por vácuo.	45
Figura 2.13 – Pré-moldagem com plugue seguida de moldagem por pressão.	46
Figura 2.14 – Banco de resistências e configuração das zonas de aquecimento.	47
Figura 2.15 – Circuito e zonas de arrefecimento monitoradas por sensores e controladas por registros. (a) Entrada e retorno de água. (b) Sensores de temperatura instalados no circuito. (c) Distribuição do circuito de água pelo molde. (d) Representação do circuito de água que refrigera cada zona de controle de temperatura.	48
Figura 3.1 – Termoformadora modelo TE8-000 e seus equipamentos complementares, formando a linha de produção.	59
Figura 3.2 – Exemplo de rolos de pré-aquecimento.	60
Figura 3.3 – Motoredutor (a) e termorregulador (b) utilizados na termoformadora.	61
Figura 3.4 – Pré-aquecedor utilizado na Termoformadora TE8-000.	61
Figura 3.5 – Início do processo de fixação da lâmina no modelo TE8-000.	62
Figura 3.6 – Servomotor de movimentação das correntes na região da estufa.	63
Figura 3.7 – <i>Chiller</i> utilizado para o sistema de refrigeração da termoformadora.	63
Figura 3.8 – Banco de resistências, estufa superior e inferior.	64
Figura 3.9 – Principais componentes do molde.	66
Figura 3.10 – Máquina termoformadora mostrando em detalhe a região do molde.	67
Figura 3.11 – Em detalhe o sistema de expulsão, onde canos de cobre fazem o direcionamento do ar de expulsão dos copos.	68
Figura 3.12 – Representação esquemática do processo de termoformagem com auxílio de plugue.	68
Figura 3.13 – Compressor utilizado para fornecimento de ar-comprimido na termoformadora.	69
Figura 3.14 – Empilhador utilizado na termoformadora.	70

Figura 3.15 – Embaladeira: (a) sistema de contagem de copos; (b) sistema embalador e de selamento.....	71
Figura 3.16 – Picador de material polimérico.....	71
Figura 3.17 – Rolo de apara utilizado no lugar do sistema picador.	72
Figura 3.18 – Diagrama esquemático sinalizando os pontos de medição estabelecidos para a termoformadora.	73
Figura 3.19- Registros fotográficos consecutivos usados na medição de vazão de água: (a) Primeiro registro fotográfico do hidrômetro; (b) Segundo registro fotográfico do hidrômetro.....	74
Figura 3.20- (a) Dados de placa da bomba do <i>chiller</i> ; (b) Dados de placa da bomba do termostato.	75
Figura 3.21 – Hidrômetro LXSC-20E instalado na horizontal, no distribuidor do retorno de água do molde.	76
Figura 3.22 – Curva de erros para os hidrômetros utilizados. Q_{max} – vazão máxima; Q_{min} – vazão mínima; Q_t – vazão de transição; Q_n – vazão nominal. Fonte: Grupo AVS, 2015.....	76
Figura 3.23 – Medidor de vazão de ar SMC modelo PF2A712H-F20-69-X795 com medidor de pressão acoplado (a); (b) aquisitor de dados.	78
Figura 3.24 – Pontos de instalação dos equipamentos. (a) ar de expulsão; (b) ar de estiramento; (c) ar de formação.	80
Figura 3.25 – Termopar tipo K. (a) medição de temperatura da chapa na saída da estufa; (b) termopar fixado ao bastão; (c) medição de temperatura da chapa na entrada da estufa.	81
Figura 3.26 – Pontos de medição com PT-100. (a) Saída de água da régua; (b) entrada de água da faca; (c) saída de água da cavidade; (d) retorno de água para o <i>chiller</i>	82
Figura 3.27 –Analisador de energia instalado no painel da termoformadora medindo o motor principal.	84
Figura 4.1 – Representação esquemática da termoformadora e seus volumes de controle.....	87
Figura 4.2 – Volume de controle da região da estufa com as entradas e saídas de energia.	87
Figura 4.3 – Volume de controle da região do molde com as entradas e saídas de energia.	88
Figura 4.4 - Esquema das trocas de calor na seção radiante das termoformadoras.....	91
Figura 4.5 – Esquemas das superfícies radiantes dentro da cavidade da estufa.	95
Figura 5.1 – Vazão e pressão do ar comprimido em função do tempo de operação em cada ponto de medição. (a) Ar de expulsão; (b) ar de formação; (c) ar de estiramento.....	105
Figura 5.2 - Diagrama de Sankey para a termoformadora com os resultados da simulação.....	114
Figura 5.3 - Diagrama de Sankey para a termoformadora com as melhorias propostas.....	121

LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1 - Acontecimentos históricos.....	32
Tabela 2.2 - Características descritivas dos polímeros para termoformagem.	34
Tabela 2.3 - Temperaturas de transição dos polímeros para termoformagem, onde: T_g representa a temperatura de transição vítrea, T_m a temperatura de fusão da fase cristalina e T_d a temperatura de decomposição da massa polimérica.	36
Tabela 2.4 – Medidas de eficiência energética em sistemas de ar-comprimado.....	55
Tabela 3.1 – Dados dos equipamentos da região do pré-aquecedor.....	62
Tabela 3.2 – Dados dos equipamentos da região da estufa.	64
Tabela 3.3 – Dados dos equipamentos da região do molde.	69
Tabela 3.4 – Dados das bombas do <i>chiller</i> e termorregulador.....	75
Tabela 3.5 – Dados dos equipamentos utilizados na medição de pressão e vazão de ar-comprimado.....	77
Tabela 3.6 - Incertezas de medição estimadas de acordo com dados dos fabricantes dos instrumentos.....	85
Tabela 3.7 – Propagação de erros estimados para os cálculos do balanço de energia da termoformadora.	85
Tabela 5.1 – Propriedades do polipropileno	101
Tabela 5.2 – Valores médios de medição de vazão de água para o hidrômetro LXSC-E.	102
Tabela 5.3– Valores médios de medição de vazão de água para o hidrômetro LXSC-5E.	103
Tabela 5.4 – Valores médios de medição de vazão de água para o hidrômetro LXSC-7E.	103
Tabela 5.5 – Valores médios de medição de vazão de água para o hidrômetro LXSC-20E.	103
Tabela 5.6 – Dados de vazão obtidos com as medições realizadas.	105
Tabela 5.7 – Temperaturas medidas com termopar tipo K.	106
Tabela 5.8 – Temperaturas medidas com PT-100.....	107
Tabela 5.9 – Valores de <i>offset</i> utilizado nos controladores.....	107
Tabela 5.10 – Temperaturas registradas da carcaça, molde e ambiente.	108
Tabela 5.11 – Potências medidas pelo analisador de energia.....	109
Tabela 5.12 – Dados de operação replicados no software EES.	110
Tabela 5.13 – Temperaturas médias das zonas de aquecimento [°C].....	110
Tabela 5.14 – Comparação entre as previsões do modelo e as medições na estufa.....	111
Tabela 5.15 – Novas temperaturas calculadas à partir da potência medida.	112
Tabela 5.16 - Comparativo entre os dados de temperatura da chapa de PP medidos e simulados pelo modelo matemático.....	112
Tabela 5.17 – Taxas de transferência de calor, energias e potências previstas para uma produção de 23,4 ciclos por minuto.	113
Tabela 5.18 – Distribuição das perdas de energia na estufa	114
Tabela 5.19 – Comparação entre valores de potência medidos e simulados.....	115

Tabela 5.20 – Novas potências das estufas com a aplicação de isolamento na carcaça.	117
Tabela 5.21 – Novas potências das estufas com a aplicação de isolamento na carcaça.	119
Tabela 5.22 – Novas potências recalculadas com a aplicação de isolamento nas tubulações.	119
Tabela 5.23 – Comparação entre as taxas de transferência de calor e potências da termoformadora com e sem melhorias.	120

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

ABNT	Associação Brasileira de Normas Técnicas
ABS	Acrolonitrila-Butadieno-Estireno
BEN	Balanco Energético Nacional
CEC	Custo médio de Energia Conservada
CNI	Confederação Nacional da Indústria
CONFEA	Conselho Federal de Engenharia e Agronomia
COP	Coefficiente de performance
CPET	Politereftalo de Etileno Cristalino
CREA	Conselho Regional de Engenharia e Agronomia de Santa Catarina
FEP	Fluoropolímero
EES	<i>Engineering Equation Solver</i>
EP	Epóxi
ERPM	Estação de Redução de Pressão e Medição
EUA	Estados Unidos da América
LABCET	Laboratório de Combustão e Engenharia de Sistemas Térmicos
MDF	<i>Medium-density fiberboard</i>
NTS	<i>New Thermoforming System</i>
PA	Poliamida
PA6	Poliamida 6
PAN	Poliacrilonitrila
PC	Policarbonato
PE	Polietileno
PEAD	Polieitileno de alta densidade
PEBD	Polietileno de baixa densidade
PET	Politereftalato de etileno
PMMA	Polimetacrilato de metila
PNE	Plano Nacional de Energia
PP	Polipropileno
POM	Polioximetileno
PROCEL	Programa de Conservação de Energia Elétrica
PS	Poliestireno
PVC	Policloreto de vinila
PVDC	Polifluoreto de vinilo
PVF	Policloreto de vinilideno
PT	Plástico
PTFE	Politetrafluoretileno
SCGÁS	Companhia de Gás de Santa Catarina

LISTA DE SÍMBOLOS

Alfabeto latino:

A	$[m^2]$	Área
$Abert$	$[m]$	Abertura
C		Constante
Dc	$[m^3/h]$	Descarga livre efetiva do compressor
E	$[W]$	Energia
Eb	$[W/m^2]$	Emissão de corpo negro
esp	$[m]$	Espessura
F	$[-]$	Fator de forma
g	$[m/s^2]$	Gravidade
h	$[kJ/kg]$	Entalpia
\bar{h}	$[W/m^2.K]$	Coefficiente de convecção natural ou forçada médio
ln	$[-]$	Logaritmo neperiano
J	$[W/m^2]$	Radiosidade
k	$[W/m.K]$	Condutividade térmica
L	$[m]$	Comprimento
$larg$	$[m]$	Largura
m	$[kg]$	Massa
\dot{m}	$[kg/s]$	Vazão mássica
\overline{Nu}	$[-]$	Número de Nusselt médio
N	$[-]$	Número de..
P	$[Pa]$	Pressão
Pot	$[W]$	Potência
Pr	$[-]$	Número de Prandtl
Q	$[W]$	Taxa de transferência de calor
Ra	$[-]$	Número de Rayleigh
Re	$[-]$	Número de Reynolds
t	$[s]$	Tempo
T	$[^{\circ}C]$	Temperatura
\bar{T}	$[^{\circ}C]$	Temperatura média
u	$[-]$	Incerteza de medição
V	$[m^3/min]$	Vazão volumétrica
Vel	$[m/s]$	Velocidade
V.C.1	$[-]$	Volume de controle da estufa
V.C.2	$[-]$	Volume de controle do molde

x	[-]	Variável
y	[-]	Variável dependente

Alfabeto grego:

α	$[m^2/s]$	Difusividade térmica
β	$[1/K]$	Expansividade do ar
ε	[-]	Emissividade
η	[-]	Eficiência térmica
ρ	$[kg/m^3]$	Massa específica
μ	$[kg/m.s]$	Viscosidade dinâmica
ν	$[m^2/s]$	Viscosidade cinemática
σ	$[W/m^2.K^4]$	Constante de Stefan-Boltzmann
Δt	[s]	Variação de tempo
ΔV	$[m^3]$	Variação de volume

Subscritos

a	Água de refrigeração
ab	Abertura e fechamento do molde
amb	Ambiente
atm	Atmosférica
ar	Ar
c	Superfície da carcaça da estufa
$ciclo$	Ciclo da termoformagem do material polimérico
$comp$	Compressor
$chil$	<i>Chiller</i>
$conv$	Convecção
cf	Convecção forçada
cn	Convecção natural
cp	Copo
cr	Convecção e radiação
cv	Cavidade
e	Estufa
est	Ar de estiramento
exp	Ar de expulsão
f	Faca
for	Ar de formação
pp	Chapa/lâmina de pp

<i>i</i>	Superfície/elemento <i>i</i> qualquer
<i>inf</i>	Superfície inferior
<i>j</i>	Superfície/elemento <i>j</i> qualquer
<i>l</i>	Lâmina
<i>lr</i>	Lã de rocha
<i>m</i>	Superfície do molde/molde
<i>n</i>	Placa horizontal com superfície quente para baixo
<i>p</i>	Pneumático
<i>pd</i>	Perda de energia
<i>pp</i>	Chapa/lâmina de pp
<i>rad</i>	Radiação
<i>reg</i>	Régua
<i>s</i>	Placa vertical aquecida
<i>sup</i>	Superfície superior
<i>t</i>	Seção transversal
<i>tub</i>	Tubo/cilindro
<i>z</i>	Placa horizontal com superfície quente para cima

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	27
1.1	Apresentação do problema	27
1.2	Objetivos	29
1.3	Estrutura do trabalho	29
2	REVISÃO DE FUNDAMENTOS E DO ESTADO DA	
ARTE	31
2.1	Revisão dos fundamentos técnicos da termoformagem ...	31
2.1.1	Breve histórico	31
2.1.2	Considerações sobre a matéria-prima utilizada no processo .	33
2.1.3	Principais etapas do processo de termoformagem	37
2.1.4	Métodos de conformação	41
2.1.5	Parâmetros críticos do processo	46
2.2	Metodologias de análise energética de equipamentos	
	industriais	50
2.3	Análise energética de processos na indústria de plásticos	53
3	ANÁLISE EXPERIMENTAL	59
3.1	Termoformadora utilizada no estudo.....	59
3.1.1	Pré-aquecedor.....	60
3.1.2	Estufa	62
3.1.3	Molde	65
3.1.4	Empilhador, embaladeira e picador.....	70
3.2	Medições.....	72
3.2.1	Medição de vazão de água de refrigeração	73
3.2.2	Medição de vazão e pressão de ar-comprimido	77
3.2.3	Medição de temperatura	80
3.2.4	Medição de potência	83
3.3	Estimativas de incertezas de medição.....	84
4	MODELAGEM MATEMÁTICA.....	86
4.1	Balanço de massa e energia	86
4.2	Equacionamento - Estufa	89
4.3	Equacionamento - Molde.....	95
5	RESULTADOS E ANÁLISE	101
5.1	Propriedades e parâmetros de simulação	101
5.2	Medições.....	102
5.2.1	Vazão de água de refrigeração	102
5.2.2	Vazão e pressão de ar-comprimido	104
5.2.3	Temperaturas.....	106
5.2.4	Potência elétrica	108
5.3	Resultados do modelo matemático.....	109

5.3.1	Teste de validação do modelo matemático	110
5.3.2	Balanco energético.....	113
5.4	Análise de alternativas de aumento de eficiência energética	116
5.4.1	Adição de isolamento térmico na carcaça.....	116
5.4.2	Alteração da folga entre a chapa e as estufas.....	117
5.4.3	Adição de isolamento térmico nas tubulações de água	117
5.4.4	Novo cenário após melhorias.....	119
6	CONCLUSÃO.....	122
	REFERÊNCIAS.....	125
	APÊNDICE A.....	131
	APÊNDICE B	157
	ANEXO A	159

1 INTRODUÇÃO

1.1 Apresentação do problema

Energia é um importante insumo para os processos produtivos. Ela é usada em todos os processos de extração, transporte ou transformação na indústria. A eficiência no uso da energia cresceu em importância quando o preço do petróleo disparou nos anos 1970, com a crise do petróleo. A partir deste ponto, tornou-se claro que o uso das reservas de recursos fósseis teria custos crescentes, fosse do ponto de vista econômico ou ambiental, e que essas reservas são finitas. Logo se reconheceu que um mesmo serviço poderia ser obtido com menor uso de energia e, conseqüentemente com menores impactos econômicos, ambientais, sociais e culturais. Passou-se, então, a ter um olhar diferenciado para equipamentos e hábitos de consumo. De fato, muitas iniciativas que resultaram em maior eficiência energética mostraram-se economicamente viáveis, ou seja, o custo de sua implantação era menor do que o custo de produzir ou adquirir a energia de outras fontes ou mesmo evitar o seu consumo (CNI, 2009).

Mais recentemente, a busca pela eficiência energética ganhou nova motivação. O aumento na produção e no consumo de energia tornou-se diretamente ligado à questão das mudanças climáticas decorrentes do aquecimento global do planeta. Esse aspecto trouxe novos argumentos que ampliam a importância da eficiência energética quando se analisa em perspectiva a oferta e o consumo de energia.

No Brasil, o setor que mais consome energia é a indústria com 32,5 % do consumo primário de energia. No entanto, a maioria dos planos governamentais de conservação de energia são direcionados para o setor residencial que corresponde a apenas 9,6 % do uso da energia no Brasil (Empresa de Pesquisa Energética (Brasil), 2016).

Boa parte da energia entregue às unidades produtivas é desperdiçada ou usada com baixa eficiência. O PROCEL Indústria – Programa de Conservação de Energia Elétrica (2009) cita que 82 % das oportunidades de economia vêm de processos térmicos (aquecimento direto, calor de processo, entre outros), pois ainda se pensa muito apenas em energia na forma de eletricidade.

Assim, no cenário de consumo energético nacional, torna-se fundamental a necessidade de aumento da eficiência dos processos energéticos no contexto industrial, com vantagens econômicas e ambientais (Empresa de Pesquisa Energética (Brasil), 2016).

Entre os ramos da indústria brasileira, encontramos a de copos poliméricos descartáveis que se constitui em menos de 25 empresas, sendo que 8 delas, situadas em Santa Catarina, nos municípios de São Ludgero, Içara, Criciúma, Orleans e Urussanga, constituindo o maior polo de produção de descartáveis do Brasil. O segmento gera, no Brasil, aproximadamente 10 mil empregos diretos e movimenta, anualmente, cerca de R\$ 600 milhões (BRDE, 2006).

Estimava-se que, em 2006, a produção nacional de copos poliméricos descartáveis girava em torno de 96 mil toneladas/ano, a qual é destinada, predominantemente, para o mercado interno. Para a produção destes copos o principal processo utilizado pelas empresas de descartáveis, desde a década de 70, no Brasil, é termoformagem. (BRDE, 2006).

O equipamento que realiza o processo de termoformagem é a termoformadora. Um equipamento que trabalha de maneira intermitente, onde por meio de conformação mecânica, transformam bobinas ou rolos de material polimérico em copos, potes ou tampas. Durante o processo de termoformagem o material polimérico é submetido a várias etapas para tomar a sua forma final. Dentre elas estão: aquecimento, refrigeração, conformação, corte e transporte, sendo que todas elas despendem energia. Mas nem toda energia é direcionada para o produto em si. Por exemplo, durante o aquecimento, as máquinas podem atingir até 700 °C, mas a temperatura necessária para a conformação do polipropileno em copos é aproximadamente 150°C (Throne, 2008).

Entre os principais materiais utilizados na termoformagem estão o PP (polipropileno) e PS (poliestireno). Inicialmente o PS dominava o mercado, mas em uma iniciativa comercial da BRASKEM (fabricante de resinas) o PP foi introduzido e ganhou espaço (Banco Regional de Desenvolvimento do Extremo Sul, 2006). Hoje os preços das duas resinas se equivalem, mas o PP leva vantagem na sua utilização, pois tem excelente transparência, brilho e maior resistência à fratura que o PS (Copobras S/A [11]). Considerando a fatia de mercado ocupada pelas termoformadoras, estima-se que a energia utilizada pelos processos de termoformagem seja aproximadamente 2,2 GWh anuais (BRDE, 2006). Portanto, o aumento de eficiência nesse processo poderá acarretar em economia significativa de energia para o país.

Nesse contexto, este trabalho visa contribuir para o aumento da eficiência energética no setor de transformação de polímeros, o qual tem grande impacto no estado de Santa Catarina e no Brasil, enfocando a análise energética de uma máquina termoformadora de copos poliméricos descartáveis de PP.

A análise inclui a modelagem térmica da máquina termoformadora e a realização de medições em uma máquina típica de mercado. A etapa de medições foi realizada na empresa *New Thermoforming System* (NTS) Máquinas e Equipamentos, localizada em Criciúma no sul de Santa Catarina. A NTS é focada na fabricação de máquinas para termoformagem de copos de polipropileno e atualmente tem a liderança comercial no setor.

1.2 Objetivos

Este trabalho tem como objetivo realizar um diagnóstico energético e formular propostas de aumento de eficiência energética para uma termoformadora de copos de polipropileno.

Como objetivos específicos, propõe-se:

1. Realizar o balanço energético de uma termoformadora de copos de polipropileno, usando um levantamento experimental de temperaturas e aplicação de balanço de energia;
2. Desenvolver um modelo térmico, comparar as previsões às medições realizadas e analisar a origem e magnitude das perdas de energia;
3. Utilizar o modelo para analisar o impacto e propor melhorias no equipamento, sem alterar a sua capacidade de produção e a qualidade dos produtos.

O resultado do estudo permitirá a avaliação dos potenciais ganhos na eficiência energética da máquina, implicando diretamente em redução de custos operacionais para a empresa. No entanto, ressalta-se que a adoção das medidas recomendadas e a sua respectiva implementação será fruto de decisão gerencial da empresa e, portanto, não fazem parte do escopo desse trabalho.

1.3 Estrutura do trabalho

O texto da dissertação está organizado conforme segue.

No Capítulo 1, apresenta-se o problema, a justificativa e os objetivos do trabalho, introduzindo a relevância do tema no meio que será abordado.

O Capítulo 2 apresenta a revisão bibliográfica que inclui uma revisão dos fundamentos do processo de termoformagem, do estado da arte na análise energética de termoformadoras e das metodologias de análise energética de equipamentos industriais.

O Capítulo 3 apresenta os materiais e métodos da análise experimental. Apresenta-se a termoformadora, explicando os seus componentes, características de operação e mostrando um diagrama identificando as variáveis e os pontos de medição. A seguir, descrevem-se os equipamentos, materiais e procedimentos utilizados na análise experimental e o tratamento de dados aplicado.

O Capítulo 4 descreve a metodologia de análise térmica, enfocando os modelos de simulação dos balanços de massa e de energia da máquina.

O Capítulo 5 apresenta os resultados das medições e as comparações com as previsões do modelo. A partir do modelo, são então propostas algumas melhorias na máquina visando o aumento da eficiência energética.

Finalmente, no Capítulo 6 apresentam-se as conclusões da dissertação, suas principais contribuições, bem como sugestões para o desenvolvimento de trabalhos futuros.

2 REVISÃO DE FUNDAMENTOS E DO ESTADO DA ARTE

Eficiência energética é um conceito bem estabelecido, assim como o processo de termoformagem. Entretanto, existem poucos trabalhos sobre a eficiência energética na termoformagem. Dessa forma, existem poucos subsídios do ponto de vista metodológico, da ordem de magnitude dos escoamentos de energia e transferências de calor envolvidas e dos potenciais para conservação de energia.

Portanto, essa revisão parte da apresentação dos aspectos técnicos da termoformagem a fim de descrever os problemas específicos desse tipo de processo e equipamento. Então, apresentam-se os trabalhos correlatos aplicados em termoformadoras visando estabelecer o estado da arte. Finalmente, apresentam-se as metodologias de análise energética empregadas em outros equipamentos como referências metodológicas.

2.1 Revisão dos fundamentos técnicos da termoformagem

2.1.1 Breve histórico

Termoformagem é um termo genérico para um grupo de processos que incluem: moldagem por vácuo, moldagem positiva, formação por sopro ou com ajuda pneumática, formação com auxílio de pistão, etc. É considerada também um dos mais antigos métodos de conformação de artigos a partir de polímeros (Throne, 2008).

Queratina, um componente da carapaça da tartaruga, foi provavelmente o primeiro material a ser termoformado. Este material pode ser encontrado também nos chifres e cascos de animais. A queratina pode ser amolecida quando imersa em óleo ou água fervente. A chapa ou lâmina (ambos os termos são utilizados), pode então, ser manualmente moldada sobre qualquer tipo de forma até resfriar (McConnell, 1971). Historicamente, a celulose natural da casca de árvores foi conformada de uma forma similar por nativos americanos em tigelas e canoas visando impermeabilização (Progelhof e Throne, 1993).

Em 1870, nos EUA, John Wesley Hyatt, considerado o pai do processamento de plástico moderno, e seu colega engenheiro mecânico, Charles Burroughs, utilizavam chapas de celuloide ou nitrato de celulose dentro de moldes de aço com as formas pré-estabelecidas. A chapa, então, era aquecida com vapor sobre pressão e, enquanto amolecida, era comprimida contra o molde. Após isso, o molde era resfriado com água, aberto e a peça retirada (Throne, 2008).

A termoformagem moderna iniciou a 60 anos atrás, durante a 2ª guerra mundial, com maior desenvolvimento em duas grandes áreas. Pesquisas em resinas de termoplásticos permitiram a comercialização da extrusão de PVC (policloreto de vinila), PS (poliestireno) e o desenvolvimento do PMMA (acrílico). A formação contínua foi alcançada com a invenção da rosca da extrusora e dos rolos alimentadores da termoformadora. Estes avanços permitiram a criação de uma variedade de produtos domésticos e de guerra, principalmente embalagens (FARNHAM, 1972).

Na década de 70, a demanda por recipientes para alimentos em conveniências, porções para aquecimento e copos descartáveis mais dúcteis estimularam a criação de espuma de PS, CPET (politereftalato de etileno cristalino) e processamento PP (polipropileno) com conformação por pressão. Box de chuveiro, banheiras e forros de geladeira foram termoformados com chapas grossas. Franquias de *fast-food* logo adotaram plásticos com iluminação para anúncios e decoração. Engenheiros desenvolveram meios de termoformar plásticos para a indústria de transporte com polímeros reforçados e retardante de chamas. À frente encontraram-se oportunidades de realocar moldes para termoformagem de plásticos em muitas aplicações, tais como: tampas de embalagens, latas de alimentos, jarros de vidro, latas de bebida, materiais de aeronaves e outros meios de transporte (FLORIAN, 1996). A Tabela 2.1 mostra os principais acontecimentos na cronologia da termoformagem, até meados dos anos 1980.

Tabela 2.1 - Acontecimentos históricos.

Tempo	Local	Acontecimento
Pré-história	Egito Micronésia	Queratina (carapaça de tartaruga) é aquecida em óleo e moldada para produzir recipientes de comida
Pré-história	América Micronésia	Celulose natural (casca de árvores) é aquecida em água quente e moldada em tigelas e canoas
Anos 1870	Inglaterra	Alexander Parkes realiza experimento com derramamento de nitrocelulose
	EUA	Hyatt desenvolve um processo de moldagem para o nitrato de celulose
	EUA	Charles Burroughs desenvolve máquina hidráulica para cortar finas chapas de celuloide
1910	Inglaterra	Teclas de piano formadas sobre núcleos de madeira

Anos 1930	EUA	Garrafas formadas a partir de duas metades termoformadas (Fernplas Corp.)
	EUA	Mapas de relevo termoformados pela US Coast & Geodetic Survey
1933	Europa	Formação de PVC rígido para refrigeradores Phillips
1935	EUA	Bolas de ping pong são feitas com chapa dupla de acetato de celulose pela DuPont
1938	EUA	Embalagem <i>blister</i> * de nitrato de celulose
	EUA	Alimentação automática de termoformadoras desenvolvida por Klaus B. Strauch Co.
	EUA	Ponta de cigarro e formas de gelo termoformadas automaticamente
1942	EUA Inglaterra	Acrílico termoformado para fechos de arma, para-brisas
1943	EUA Inglaterra	Acetato de celulose termoformado para janelas de planadores
1948	Inglaterra	Banheiras de acrílico produzidas pela Troman Brothers
1954	EUA	Embalagem <i>skin</i> ** apresentada na <i>Hardware Manufacturers Association</i> , Chicago
1970	EUA	Utilização do ABS (acrilonitrila, butadieno e estireno) no corpo dos carros pela Borg-Warner Inc.
1985	EUA	CPET é introduzido para o uso de reaquecimento de alimentos pela Viking Products

* Embalagem no formato de cartela composta por papel cartão ou filme plástico que serve de base para a fixação do produto dentro de uma bolha plástica (o blister) normalmente com o formato dos contornos do produto.

** Outra embalagem no formato de cartela, assim como a embalagem *blister*, mas utiliza o verniz de Skin para aderência da bolha com o filme plástico ou papel cartão. Tem acabamento inferior às embalagens *blister*.

Fonte: Adaptado de Throne (2008).

2.1.2 Considerações sobre a matéria-prima utilizada no processo

Segundo Dharia (2006), uma mudança na resistência mecânica de um material com alteração na taxa de deformação pela temperatura caracteriza um material que pode ser termoformado. Trata-se, portanto, de uma inter-relação entre características particulares de cada material, do processo e da técnica aplicada para obtenção do produto acabado.

Os polímeros são basicamente classificados em termoplásticos e termofixos. Os polímeros termoplásticos são aqueles que frequentemente podem ser fundidos e solidificados repetidas vezes sem modificação significativa nas propriedades básicas. Nesta classe estão os seguintes materiais: polietileno (PE), polipropileno (PP), poliestireno (PS), policloreto de polivinila (PVC), policarbonato (PC) entre outros. Os polímeros termofixos possuem a característica principal que, depois do processo de cura (ligações cruzadas), não podem ser fundidos ou dissolvidos sem que ocorra degradação química. Também são conhecidos como termoestáveis ou termorrígidos (Lafrata, 2004). Como consequência, as propriedades dos polímeros variam bastante e determinam as suas aplicações industriais. A Tabela 2.2 apresenta algumas características dos principais polímeros moldados por termoformagem.

Tabela 2.2 - Características descritivas dos polímeros para termoformagem.

Semicristalino
PP (Polipropileno) – Elevada resistência ao calor, elevada resistência química
PE (Polietileno) – Tenacidade, elevada resistência química
Amorfo
PC (Policarbonato) – Resistência as condições de esterilização, auto extingüível, excelente transparência
PMMA (Polimetacrilato de metila) – Ampla colorabilidade, excelente transparência, resistência a agentes atmosféricos, estabilidade a luz
PS (Poliestireno) – Dureza e rigidez, boa colorabilidade, ótima brilhatura, ótima transparência
PVC (Policloreto de vinila) – Elevada rigidez ou flexibilidade, resistente a abrasão, elevada resistência química e auto extingüível
ABS (Acrolonitrila-Butadieno-Estireno) – Boas propriedades mecânicas, dureza, resiliência e tenacidade

Fonte: Adaptado de Albuquerque (2001).

No processo de termoformagem, a temperatura é o parâmetro básico no processamento do polímero. Desta forma, podem ocorrer algumas mudanças entre as várias propriedades do material que diferem entre si quando em fases diferentes, cristalinas ou não-cristalinas, quando processados. Portanto, o controle da amplitude e da uniformidade da temperatura do material em todas as etapas de processamento por termoformagem é fundamental para que se obtenham os resultados desejados (Silva, 2013).

Outro fator importante a ser levado em consideração é que, para os diferentes polímeros utilizados, a entalpia não é constante para a faixa

de temperatura de trabalho no processamento. Para o polipropileno, por exemplo, à medida que é imposto um aumento constante do fluxo de calor ao material, a temperatura interna do polímero permanece praticamente constante durante a transformação da fase cristalina, pouco abaixo da temperatura de fusão cristalina. Isto torna muito difícil o controle do processo apenas pelo monitoramento da temperatura do material (Silva, 2013).

A Figura 2.1 apresenta as curvas características de entalpia de alguns polímeros. Nota-se o comportamento não linear da curva em algumas regiões de transição para alguns dos materiais mostrados (Illig, 2001).

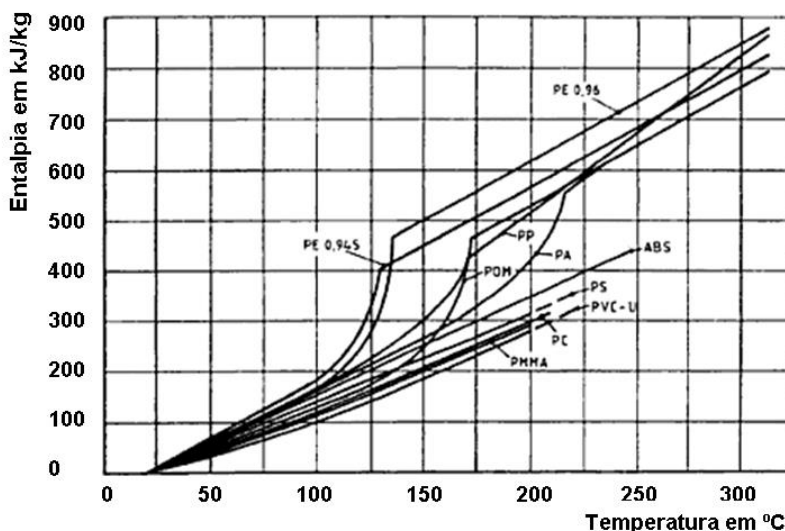


Figura 2.1- Entalpia em função da temperatura para alguns polímeros.

Fonte: Illig (2001).

Como consequência das características de mudança de fase de cristalina (ou vítrea) para amorfa, cada polímero possui uma faixa de temperatura ideal para processamento na termoformagem, conforme mostra a Tabela 2.3.

Tabela 2.3 - Temperaturas de transição dos polímeros para termoformagem, onde: T_g representa a temperatura de transição vítrea, T_m a temperatura de fusão da fase cristalina e T_d a temperatura de decomposição da massa polimérica.

Material	T_g (°C)	T_d (°C)	T_m (°C)
PEAD (Polietileno de alta densidade)	-(120 – 140)	130 - 137	330 – 450
PEBD (Polietileno de baixa densidade)	-(95 – 130)	106 – 115	330 – 450
PP (Polipropileno)	-10	170	330 – 410
EP (Epóxi)	-30	128 – 145	330 – 410
PS (Poliestireno)	-85 – 105	240	280 – 440
PTFE (Politetrafluoretileno)	27	330	510 – 540
PVC (Policloreto de vinila)	75 – 105	210 – 310	200 – 300
PVDC (Polifluoreto de Vinilo)	-18	210	225 – 275
PVF (Policloreto de vinilideno)	40	200 – 235	370 – 480
PAN (Poliacrilonitrila)	97	320	250 – 280
PMMA (Polimetacrilato de metila)	65	160	170 – 230
PET (Politereftalato de etileno)	81	265	280 – 305
PA6 (Poliamida 6)	40 – 85	220	310 – 380
PC (Policarbonato)	147	225	420 – 620

Fonte: Adaptado de Turci (2007).

A temperatura máxima de uso de um polímero é determinada pela temperatura de amolecimento (Canevarolo, 2002). Para polímeros altamente cristalinos, como o PP, esta temperatura está próxima e pouco abaixo da temperatura de fusão cristalina. Se forem utilizadas temperaturas muito elevadas ou muito próximas da temperatura de fusão cristalina, já se inicia em larga escala a fusão dos cristais pequenos, o que impede a estabilização térmica, dimensional e mecânica da chapa antes da sua conformação e transformação em um produto.

Uma janela de fusão cristalina maior permite à chapa plástica manter sua resistência mecânica e estabilidade térmica por maior tempo durante a fusão e "quebra" da rede cristalina. Desta forma evita-se o indesejado estiramento excessivo da chapa nas laterais (*sag*) antes da entrada no molde, conforme ilustrado na Figura 2.2. De forma geral, se a temperatura da chapa for muito baixa, o polímero é transportado com segurança através do forno para o molde, porém isto ocasiona acúmulo

excessivo de tensão interna, trazendo problemas no estiramento assistido, conformação, corte, e automação. Por outro lado, se a temperatura é muito alta, a resistência mecânica da chapa cai abruptamente, podendo causar acidentes na fase de aquecimento e amolecimento da chapa, e favorecendo o efeito causador do *sag*.

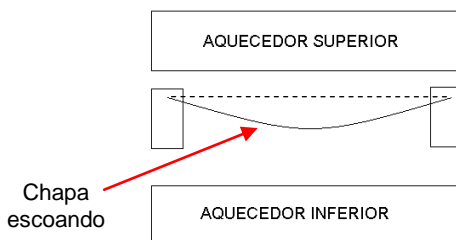


Figura 2.2 - Escoamento indesejável durante o aquecimento da chapa (*sag*).

Fonte: Adaptado de Silva (2013).

Após ser conformado, o material deve sofrer um resfriamento num tempo adequado para que possa ser cortado, retirado do molde e encaminhado para a coleta e empilhamento.

O comportamento do material no resfriamento é de fundamental importância para o processo. O material deve ser resfriado rapidamente dentro da cavidade para que assuma uma estrutura rígida o suficiente que possibilite sua retirada deste molde. Este tempo de resfriamento afeta diretamente a produtividade da máquina, mas pode ser acelerado pela circulação de água fria dentro de ranhuras e canais que circundam o molde (Silva, 2013).

De qualquer forma, um conhecimento adequado do comportamento do material, tanto no aquecimento quanto no resfriamento, é fundamental para garantir que o processo ocorra de forma adequada e gere produtos com qualidade.

2.1.3 Principais etapas do processo de termoformagem

Geralmente, as principais etapas da termoformagem citadas por Throne (2008), são:

- Fixação da chapa;
- Aquecimento;
- Moldagem;
- Resfriamento;
- Corte.

Estes processos sofrem ainda distinções dependendo da espessura da chapa. Há duas grandes categorias, as chapas finas e as chapas grossas. A termoformagem com chapas finas significa que as chapas tem uma espessura menor que 1,5 mm, já as chapas grossas tem espessura maior que 3,0 mm, sendo esta a diferenciação básica. Existe ainda uma faixa intermediária entre as chapas finas e grossas ($1,5 > x > 3,0$ mm). Nesta faixa a chapa pode tanto se comportar como se fosse fina ou grossa, podendo até misturar ambos. Esse comportamento é mais aparente durante o aquecimento, corte e manuseio da chapa.

Seguem as principais etapas com maiores detalhes:

- Fixação da chapa:

As chapas finas são geralmente fornecidas em rolos (bobinas) para a máquina de termoformagem. Enquanto estas vão sendo desenroladas são presas a correntes (Figura 2.3 e Figura 2.4) paralelas que formam um *loop* contínuo na máquina. Estas correntes são o meio de transporte do material durante o processo. Este transporte é feito de maneira intermitente para acompanhar os ciclos de produção da máquina ou o tempo de conformação de cada produto. Quando a termoformadora é dotada de um acessório, chamado pré-aquecedor (será visto no Capítulo 3), há um movimento contínuo, feito através de calandras, antes da fixação nas correntes. Neste modelo de termoformadora se diz que o movimento é do tipo permanente periódico.

As bordas da chapa, juntamente com o que restou após o processo de termoformagem são picadas, aglutinadas e extrudadas novamente.

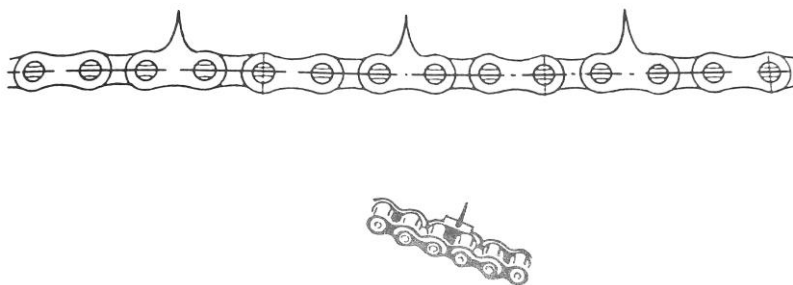


Figura 2.3 - Correntes para transporte de material.

Fonte: Modificado de Florian (1996).

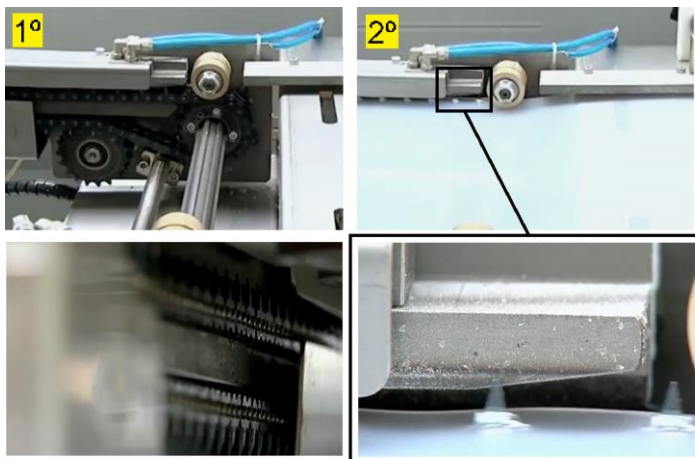


Figura 2.4 - Detalhe da corrente de fixação da lâmina de material polimérico.
Fonte: Meaf (2012).

Chapas grossas são geralmente previamente cortadas, empilhadas e paletizadas. A alta demanda, necessidade de veículos para transporte das chapas fez com que surgissem linhas completas, ou seja, extrusão e termoformagem, uma subsequente à outra. Quadros de fixação, movidos mecanicamente ou pneumaticamente, são utilizados para fixação da chapa durante a moldagem da peça.

- Aquecimento:

Há 3 formas de aquecimento da chapa: Por condução, na qual a chapa é posta em contato direto com algum meio de aquecimento, como uma placa quente; por convecção, na qual a chapa é aquecida por meio de ar quente; e por radiação, na qual a radiação emitida por aquecedores cerâmicos, resistências elétricas ou queima de gás são o principal meio de aquecimento das chapas.

Chapas finas geralmente são aquecidas passando por entre bancos de aquecedores radiantes (Figura 2.5), mas muitas vezes isto é combinado com o aquecimento por convecção.

Em contraponto, aquecedores radiantes podem ser ineficientes e causar problemas em chapas grossas, pois a condução de calor da superfície para o interior da chapa é que controla o tempo de aquecimento. Como consequência são utilizados meios como aquecimento por convecção forçada e/ou radiação indireta de chapas quentes ou telas de metal.



Figura 2.5 - Exemplo de resistência elétrica usada em aquecedores radiantes.

Fonte: Elaborado pelo autor.

- Moldagem:

As chapas finas perdem calor rapidamente para as imediações devido à relação superfície-volume ser muito alta. Como resultado, as chapas são termoformadas muito rapidamente após o aquecimento (em segundos). Além disso, várias peças são feitas ao mesmo tempo. Isoladores térmicos são utilizados entre as cavidades do molde para minimizar as diferenças de espessura que podem surgir de uma peça para outra.

Em contra partida, as chapas grossas são geralmente termoformadas uma de cada vez. Devido à espessura ser grande, são usados pré-alongadores, a ar comprimido ou plugue mecânico, para distribuir mais uniformemente a chapa ao longo do molde. Maiores esclarecimentos serão obtidos na próxima seção sobre métodos de conformação.

- Corte:

Os dois modelos de chapa podem ser tanto cortadas no próprio molde, logo após a formação da peça com o auxílio de uma faca embutida numa parte do molde chamada contra-chapas (Figura 2.6), ou, posteriormente, em uma máquina especializada para isso. O corte é necessário para retirar as rebarbas que ficam após o término do processo de termoformagem. Mas o mais comum para chapas grossas é o corte posterior com emprego de faca, navalhas, jato de água, *laser*, serra-fita, entre outros.

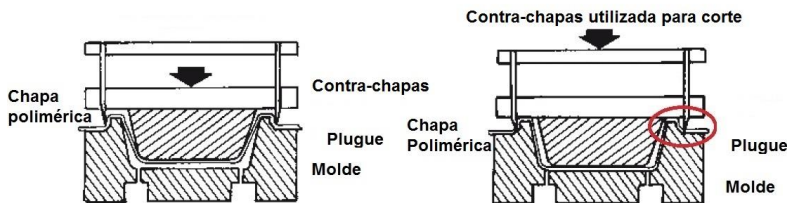


Figura 2.6 - Exemplo de faca embutida no próprio molde.

Fonte: Modificado de Throne (2008).

2.1.4 Métodos de conformação

A termoformagem, no seu conceito mais simples, consiste no estiramento de uma chapa polimérica aquecida sobre a superfície de um molde até a completa formação do desenho/contorno (Throne, 1996; Florian, 1996). Como resultado, as paredes da peça formada que tocaram o molde primeiro são mais grossas do que as que tocaram ele por último, como demonstrado esquematicamente na Figura 2.7.

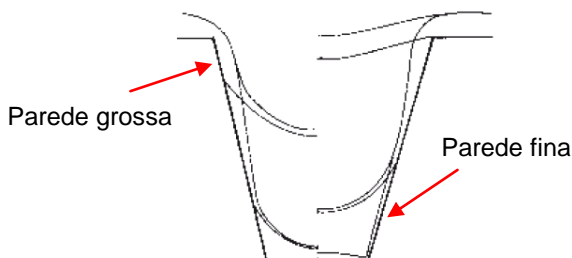


Figura 2.7 - Esquema de formação das paredes de produto polimérico.

Fonte: Modificado de Throne (1996).

Para chapas finas, esse simples alongamento é suficiente, mas para chapas grossas ou que precisem de um alto grau de estiramento, como copos descartáveis, essa técnica pode ser problemática. Os métodos de termoformagem são divididos de acordo com o número de etapas necessárias para formar a peça, considerando que a chapa está na temperatura de formação.

A formação em uma única etapa é definida simplesmente como a moldagem de uma chapa aquecida sem uma manipulação prévia. De acordo com Throne (2008), há três métodos gerais: moldagem positiva, moldagem negativa e moldagem por sopro, que são descritos na sequência.

- Moldagem positiva (*Drape forming*):

Também chamado de moldagem macho (Figura 2.8), a chapa é fixada e aquecida, em seguida ela é direcionada para baixo em direção ao molde, ou este é erguido até a chapa. O ar residual entre a chapa e o molde é evacuado à medida que o molde vai avançando e estirando a chapa. Tanto vácuo como ar comprimido podem ser utilizados para fornecer a pressão diferencial necessária para forçar a chapa contra o molde macho. Neste sistema, a peça formada tem fundo com parede espessa e paredes laterais delgadas.

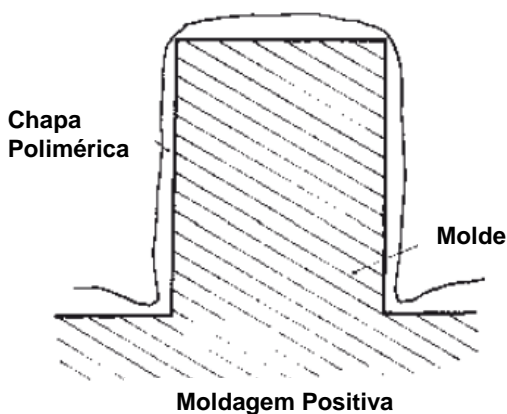


Figura 2.8 - Desenho esquemático para exemplificar a moldagem positiva.

Fonte: Modificado de Throne (2008).

a) Moldagem negativa (*Negative forming*):

A chapa aquecida é fixada contra a borda do molde, então é aplicado o vácuo. O diferencial de pressão pressiona a chapa contra a superfície do molde. Como comentado anteriormente, as áreas que demoram mais tempo a tocar o molde são as mais finas, ou seja, há uma variação na espessura ao longo da chapa termoformada.

Similar à moldagem por vácuo há a moldagem por pressão. Nela um dispositivo contendo ar comprimido é disposto sobre a chapa e contra o contorno do molde, selando a região. Então, injeta-se ar comprimido para forçar a chapa aquecida contra o molde. A Figura 2.9 representa esquematicamente a moldagem negativa.

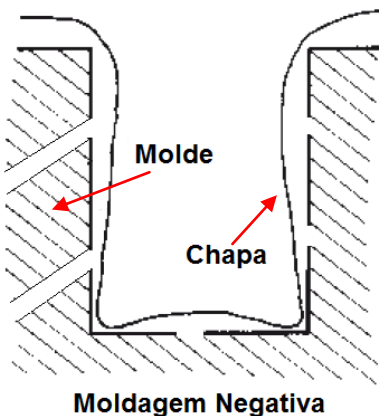


Figura 2.9 – Desenho esquemático para exemplificar a moldagem por vácuo.
Fonte: Modificado de Throne (2008)

b) Moldagem por sopro (*Blow forming*):

Neste método a chapa fixada é aquecida até a temperatura de moldagem e então ar comprimido é aplicado contra a superfície da chapa, causando a sua expansão. A chapa infla formando uma bolha, como mostrado na Figura 2.10, até o seu topo atingir algum tipo de sensor, controlando assim o tamanho da bolha, assim como também deve ser controlado a pressão dentro dela. O ar-ambiente vai resfriando a chapa lentamente numa forma livre, geralmente com espessura quase uniforme, com exceção da borda. Vácuo também pode ser utilizado para auxiliar a conformação.

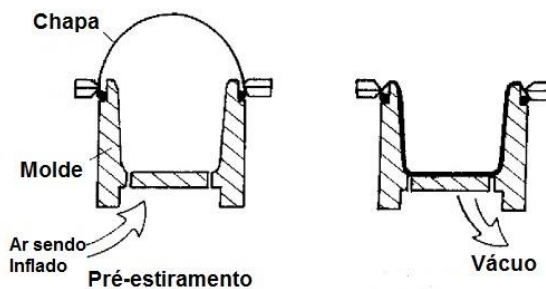


Figura 2.10 – Desenho esquemático exemplificando a moldagem por sopro auxiliada por vácuo.
Fonte: Modificado de Throne (2008).

Para peças com grande profundidade e/ou espessura a termoformagem em uma única etapa pode não conferir espessuras de parede adequadas e problemas na moldagem. Como resultado, tecnologias para a manipulação da chapa aquecida, antes de entrar em contato com a superfície do molde, têm sido desenvolvidas. Throne (2008) faz a revisão das duas principais formas de auxílio na moldagem da chapa.

c) Pré-moldagem pneumática:

Na moldagem por sopro, quando a chapa aquecida é inflada pneumaticamente, consegue-se uma uniformidade na espessura ao longo da superfície. Este efeito é muito usado em certos métodos de termoformagem de chapas pesadas como a primeira etapa para melhorar a uniformidade da espessura da peça final. Um desses métodos mistura a moldagem por sopro e a moldagem positiva, chamada de *billow drape forming*, como mostrado esquematicamente na Figura 2.11. O molde positivo é inserido na chapa inflada para formar a peça e o ar entre eles é evacuado para permitir que a chapa tome a forma do molde.

Outra maneira de pré-estirar a chapa também é mostrado na Figura 2.11. A chapa aquecida é estirada por meio de vácuo para dentro de um invólucro de 5 lados. O molde é então imergido dentro da chapa. Este método é preferível para polímeros que sejam difíceis de esticar sem sopros localizados.

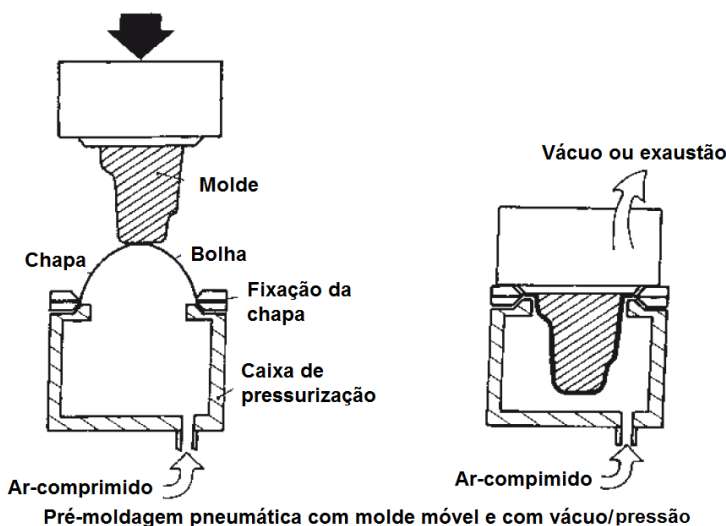


Figura 2.11 – Desenho esquemático exemplificando a pré-moldagem por sopro.

Fonte: Modificado de Throne (2008).

d) Pré-moldagem com auxílio de plugues (*Plug assisted*):

Plugues são materiais sólidos que são mecanicamente avançados sobre a chapa polimérica, em uma área específica, antes de a chapa entrar em contato com a superfície do molde.

Para algumas aplicações com chapas pesadas como gabinetes de equipamentos e portas de refrigeradores, há a necessidade de estirar mais algumas partes do que outras. Para aplicações de chapas finas, a área a ser estirada é geralmente muito menor que a chapa inteira.

A chapa fixada e aquecida é pré-estirada pelo plugue forçando-a para o fundo da cavidade do molde. Neste momento podem ser utilizados o vácuo (Figura 2.12) ou ar comprimido através do plugue para forçar a chapa contra a superfície do molde (Figura 2.13).

Os materiais utilizados para a fabricação dos plugues são geralmente resistentes ao calor e com baixa condutividade térmica para não extrair muito calor da chapa estirada, tais como: madeira, MDF (*medium-density fiberboard*), poliamida, FEP (fluoropolímero), entre outros (Throne, 2008).

O contato do plugue com a chapa tende a marca-la ou deixar impressões na peça final, já que o plugue está geralmente mais frio que a chapa, e esta não é estirada até ficar livre do plugue pelo ar-comprimido ou vácuo. A ação do plugue é a mais rápida possível para manter a chapa resfriando com o ar ambiente.

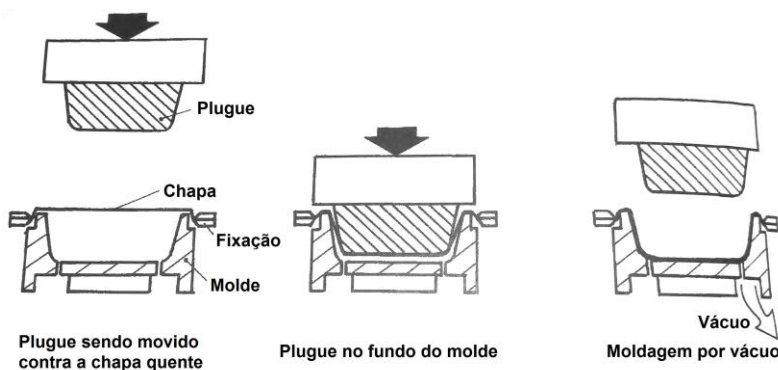


Figura 2.12 – Pré-moldagem com plugue seguida de moldagem por vácuo.

Fonte: Modificado de Throne (1996).

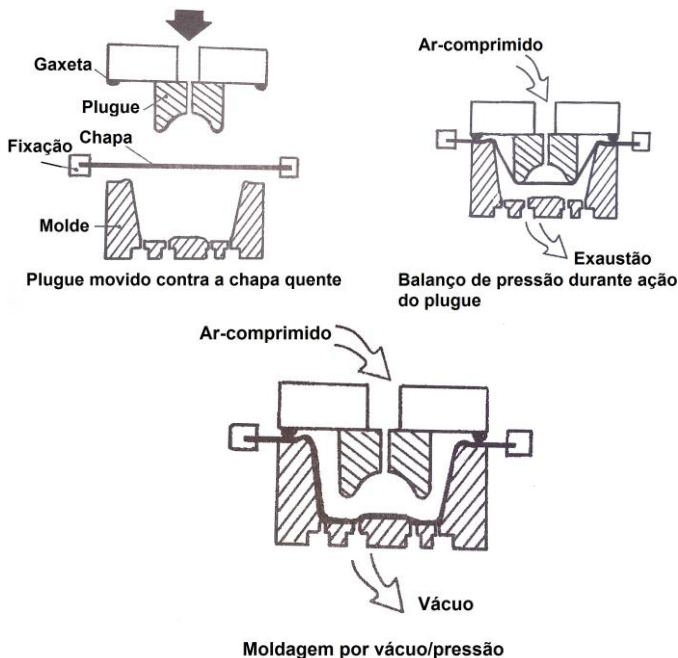


Figura 2.13 – Pré-moldagem com plugue seguida de moldagem por pressão.
Fonte: Modificado de Throne (1996).

2.1.5 Parâmetros críticos do processo

Alguns parâmetros do processo de termoformagem são particularmente críticos e exigem uma atenção especial no projeto e no controle durante o processo. Os principais, tais como controle térmico (a e b) e dimensional (c), são apresentados na sequência, conforme relatado por Silva (2013).

a) Controle térmico nos fornos de aquecimento:

O controle de temperaturas se restringe somente ao controle das temperaturas superficiais das resistências individuais ou coletivas do banco de resistências através de termopares em resistências específicas. Uma organização típica do banco de resistências nos fornos de aquecimentos pode ser visualizada na Figura 2.14.

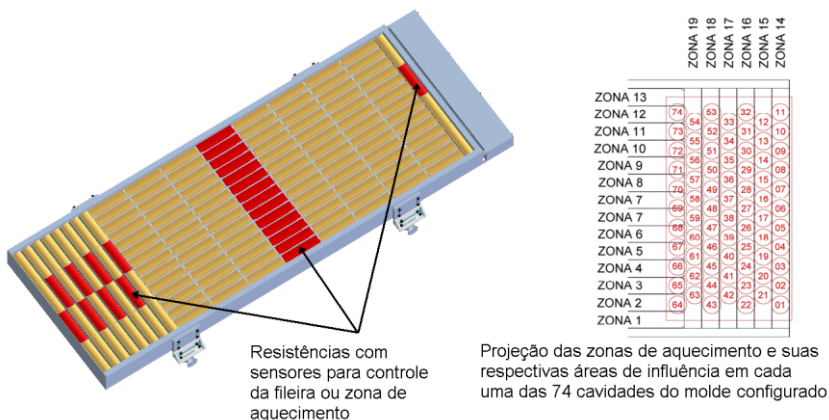


Figura 2.14 – Banco de resistências e configuração das zonas de aquecimento.

Fonte: Silva (2013).

Um termopar fundido na carcaça da resistência cerâmica monitora a temperatura da superfície da mesma, sendo responsável pelo controle do nível de radiação emitida para a chapa durante o aquecimento, que passa a poucos centímetros da superfície radiante no interior dos fornos.

Na maioria dos casos, os dados da resistência com termopar são utilizados para controlar toda a zona ou fileira de aquecimento ao longo dos fornos. Tal configuração depende das necessidades dimensionais e configurações do molde instalado logo à frente do aquecimento.

b) Controle térmico na refrigeração do molde:

O controle de temperatura de refrigeração no molde se dá através do controle da temperatura do fluido de arrefecimento que passa no interior dos canais de refrigeração. O circuito é alimentado por bomba e o fluido é arrefecido em refrigerador externo, o qual mantém a temperatura do tanque constante em valor pré-ajustado utilizando refrigeradores paralelos. O circuito é subdividido em linhas ou ramais, onde cada ramal remete a uma fileira longitudinal no molde, conforme visualizado na Figura 2.15.

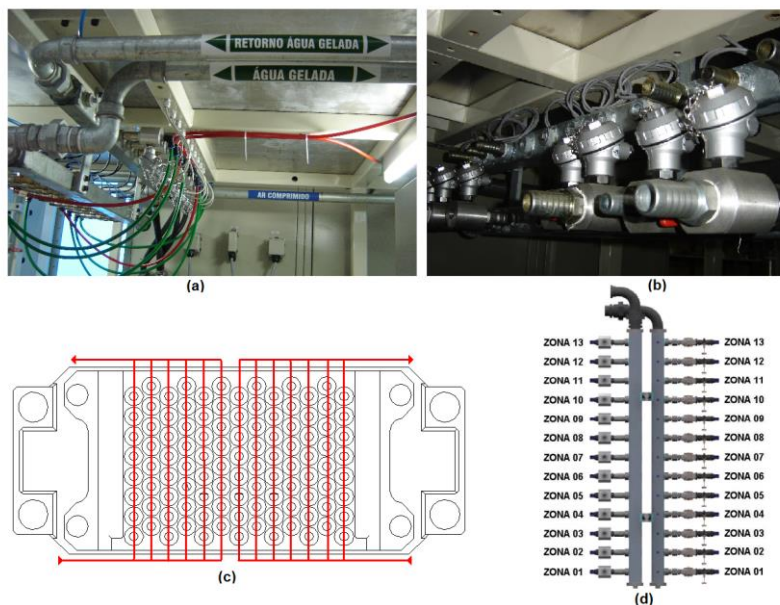


Figura 2.15 – Circuito e zonas de arrefecimento monitoradas por sensores e controladas por registros. (a) Entrada e retorno de água. (b) Sensores de temperatura instalados no circuito. (c) Distribuição do circuito de água pelo molde. (d) Representação do circuito de água que refrigera cada zona de controle de temperatura.

Fonte: Modificado de Silva (2013).

Os respectivos escoamentos do líquido de arrefecimento em cada ramal são controlados por válvulas manuais monitorados por termopares instalados diretamente no ramal. Além de se buscar manter o molde num nível de temperatura ideal para o processo, também é importante uma distribuição uniforme da temperatura na placa de cavidades. Caso isso não ocorra, pode haver uma variação significativa na qualidade dos produtos.

c) Controle dimensional:

O controle dimensional da chapa se mostra especialmente importante principalmente na etapa de aquecimento. Dados práticos da indústria de descartáveis no Brasil remetem a um erro máximo admissível no processo de extrusão de 3 %.

Para o uso de Polipropileno para a fabricação de copos descartáveis com volume de 200 ml e massa de 1,4 g (ABNT NBR 14865), utiliza-se uma chapa de espessura de 0,45 mm. A variação máxima da es-

pequena permitida na extrusão durante a confecção da chapa seria de 0,00135 mm. Esta faixa de erro é relativamente difícil de ser alcançada devido a inúmeras variações no processo de extrusão e do processo de medição em tempo real.

Para se obter uma chapa que esteja dentro do erro especificado o processo de extrusão não pode sofrer influências da temperatura do ar externo. Mesmo as correntes de ar de baixa velocidade incidindo sobre a chapa após a passagem pela matriz e antes da entrada nos rolos de resfriamento podem ocasionar distorções nos perfis de temperatura e, consequentemente, variações de espessura devido a contrações aleatórias.

As distorções na espessura da chapa acarretam em problemas no aquecimento e posterior corte e separação do produto. Quanto mais fina a chapa, para a mesma exposição à radiação dos fornos, a temperatura final da chapa tende a subir, comparada com outra de espessura maior.

No caso especial da moldagem assistida por plugue, a chapa poderá ainda trazer problemas na moldagem. A chapa mais quente provoca maior adesão ao plugue de estiramento, e maior dificuldade no corte por puncionamento devido ao escoamento nas folgas entre macho e fêmea.

No estiramento, a dificuldade também aparece. Para uma chapa muito fina, a temperatura de casca do inserto não deve ser muito baixa, porque a chapa pode esfriar demais antes da entrada da pressão de conformação. Bem como o material do plugue deve ter condutividade térmica e temperatura específica adequada para não retirar calor da chapa durante o estiramento.

Por fim, no processo de corte, quanto mais fina a chapa, menor a folga entre a ferramenta macho e fêmea para que a separação ocorra sem problemas. Este fator da folga acaba sendo influenciado pela dilatação térmica intensa que ocorre na entre a linha de corte e a zona refrigerada nos punções. Quanto mais quente o plástico no instante do corte, maior a tendência de escoamento entre as folgas dos punções. Caso a eficiência no processo de retirada de calor da borda de corte esteja baixa, o processo demanda maior tempo para o plástico atingir a temperatura mínima para que ocorra o cisalhamento total do produto.

Desta forma, é fundamental que a chapa esteja sem grandes variações dimensionais e que todas as etapas do processo de termoformagem estejam ajustadas para garantir uma produção com qualidade.

2.2 Metodologias de análise energética de equipamentos industriais

A análise energética é uma prática muito utilizada para o estudo dos fluxos de energia envolvidos em um sistema produtivo. Isso permite, no caso da indústria, determinar a quantidade de energia necessária à produção de algum bem de consumo e, assim, identificar e localizar perdas. A essência dessa ferramenta é mostrar os fluxos energéticos dentro de um sistema (NOGUEIRA, 1987).

Carvalho e Nogueira (1997), apresentam quatro casos onde é possível utilizar ferramentas de modelagem matemática já desenvolvidas para otimizar equipamentos térmicos e seus processos de transferência de calor. Os equipamentos considerados no trabalho são: forno de fundição de vidro, forno túnel para cerâmica, forno para cimento e fornos de cozimento de pão. Em todos os casos foram alcançadas reduções no consumo de energia com o auxílio do modelamento matemático. No caso do forno túnel de cerâmica, foi otimizada a forma com que as peças entravam nos fornos para melhorar a transferência de calor. Já no forno para fundição de vidro e no forno para cimento foi conseguida uma redução na emissão de poluentes. No último caso, foi encontrada uma diferença muito grande de temperatura no forno que era prejudicial para o processo. Os autores concluem que a aplicação da modelagem matemática juntamente com medições para aferição podem trazer muitos benefícios à indústria.

Dadam (2005) realizou a análise energética de um forno da indústria de cerâmica vermelha usando medições e simulação numérica. Para a simulação, foram consideradas as trocas de calor por condução, convecção e radiação entre carga, paredes, gases do forno e ambiente. O modelo do forno e carga foi desenvolvido em volumes finitos e implementado em um programa do próprio autor. Nas medições foram utilizados tubo de pitot e micromanômetro para medição de vazão de ar; um medidor volumétrico de vazão do gás natural e medição de pressão de gás na própria ERPM – estação de redução de pressão e medição; e termopares tipo K instalados ao longo do forno para medição do campo de temperaturas. A simulação resultou em boa previsão do campo de temperaturas ao longo do forno. As maiores perdas foram detectadas pela falta de isolamento nas paredes, representando cerca de 46% da energia total disponível. O autor conclui sugerindo o isolamento do forno e estudos mais aprimorados acerca do modelamento da carga.

Kang e Rong (2006) utilizaram simulação numérica e equações analíticas para calcular a radiação, convecção e condução em um forno

para tratamento térmico de peças. Foram calculados os fatores de forma para as geometrias das peças e do forno. Convecção natural, convecção forçada e condução transiente são levadas em conta na formulação do problema. Os autores compararam os resultados do modelo com medições de temperatura ao longo do forno, variando posição, forma e quantidade de peças em tratamento. Com os estudos realizados pode-se aumentar o número de peças em tratamento sem perder qualidade no processo (de 492 para 620 peças). Os autores concluíram que o modelo teve grande êxito na avaliação e melhoria do processo.

Sardeshpande, Gaitonde e Banerjee (2011) desenvolveram um modelo para avaliação de energia em um forno para vidros. O modelo foi usado para prever o mínimo consumo de energia para uma dada configuração de forno (projeto, geometria). As relações entre estes parâmetros e o impacto na avaliação de energia são estabelecidas por equações fundamentais (balanço de massa e energia), relações empíricas (para transferência de calor e propriedades) e práticas de operação do forno. Foi realizado um estudo de caso com um forno tipicamente utilizado para demonstrar a capacidade do modelo que estimou em 3830 kJ/kg o consumo mínimo de energia. A maior energia requerida é para a fusão do vidro, representando 53% do total utilizado, e tendo como perdas 22,5% nos gases de exaustão e 15% pelas paredes do forno. Os autores concluem sugerindo que esta metodologia pode ser aplicada em outros fornos e mesmo em outros setores da indústria.

Stijepovic e Linke (2011) discutiram metodologicamente as etapas necessárias para estudos de otimização da recuperação e reutilização de calor residual em plantas industriais. Os autores resumem a sua metodologia em cinco etapas: Aquisição de dados; Rastreamento dos potenciais de recuperação e reuso de calor; Analise de viabilidade; Maximização dos potenciais de recuperação e reuso de calor; e Realização de projeto visando a otimização. A metodologia foi aplicada em uma zona industrial contendo quatro plantas petroquímicas como um exemplo de aplicação. Os resultados mostraram que há a disponibilidade para recuperação e reuso de 23,5% (73.490 kW) do calor fornecido para as plantas. Os autores concluíram citando que a metodologia pode ser utilizada para auxiliar em decisões para explorar a relação entre economia de energia, custos e projetos complexos.

Possamai, Oba, e Nicolau (2012) fizeram uma análise energética de um forno de fusão de silicato de sódio. O forno foi modelado em CFD usando o *software* CFX. Foram realizadas medições de temperatura, vazão e composição de gases e os resultados foram comparados com as medições. Os autores identificaram que as maiores perdas energéticas

ocorreram através da exaustão do forno (60 a 70% da energia dos queimadores) e através das paredes externas (12% da energia dos queimadores). O modelo reproduziu qualitativamente o comportamento medido no forno e descreveu o campo de escoamento, o qual não pode ser medido diretamente dado às altas temperaturas no interior do forno. Os autores concluíram sugerindo modificações no escoamento dos gases quentes que poderiam aumentar a eficiência energética do forno.

Hasanuzzaman *et al.* (2012) analisam o uso de equipamentos para reutilização de energia, tais como, economizadores, tubos de calor, trocadores de calor convencionais, radiadores, etc. Os autores enfocaram a utilização do balanço energético para identificar os pontos de recuperação e reuso de energia. Analisado a utilização de um recuperador numa fornalha, mais de 25% da energia desperdiçada pode ser economizada. Outro caso estudado foi o de uma caldeira, a qual, se empregado um economizador, pode economizar de 10 a 20% de energia. O *payback* para estes investimentos normalmente é menor que 2 anos. Os autores concluem ressaltando a necessidade de utilização da análise do balanço de energia para efetuar melhorias em processos industriais.

Tapasa e Jitwatcharakomol (2012) avaliaram termicamente dois fornos para fundição de vidro, operando em condições diferentes. Através de cálculos termodinâmicos é possível mensurar as perdas de energia e o calor empregado na fundição do vidro, aonde as temperaturas chegam até 1600 °C. A eficiência do forno pode ser determinada pela razão entre a energia utilizada para a fundição do vidro e a energia total empregada para aquecimento (combustível e eletricidade). Os resultados mostraram uma eficiência de 20% para o forno A e 30% para o forno B. As perdas chegam a 1.300 kWh e 2.500 kWh, respectivamente. Os autores concluem o trabalho sugerindo melhor isolamento das paredes do forno e afirmando que a aplicação do balanço de massa e energia possibilita visualizar melhor as condições do equipamento e com isso estabelecer um plano de conservação de energia adequado para a empresa.

Giacone e Manc (2012) propõe em seu trabalho utilizar uma simples matriz de equações que expressa a relação entre a energia inicial disponível e a sua utilização em cada processo. Os elementos desta matriz são o consumo de energia específica de cada processo individual. Estes consumos são quantificados através de análises estatísticas elaboradas em modelos matemáticos. Dois casos são estudados para ilustrar esta metodologia: processo de fundição de vidro e ferro fundido. No primeiro caso a eficiência térmica calculada foi de 42%, já no segundo foi de 62,5%. Através do modelo foi possível modificar algumas variáveis e atingir até 76,4% de eficiência para o processo de fundição do

ferro fundido. Para a fundição de vidro apenas foi apresentado um aumento do consumo específico de energia em detrimento da eficiência energética com a redução da carga inicial utilizada no forno. Os autores concluem que esta metodologia pode ser utilizada com uma das ferramentas para implantação de um sistema de gerenciamento de energia numa empresa conforme prevê a ISO 50001:2011 e ISO 14044:2006.

Oba, Possamai e Nicolau (2014) analisaram um forno túnel para a produção de telhas, onde o combustível utilizado é lenha ou óleo de xisto. Um modelo numérico tridimensional baseado no método de volumes finitos foi desenvolvido para representar o comportamento térmico do forno. A combustão foi considerada completa e tratada como instantânea, a radiação entre as superfícies dentro do forno também foram levadas em consideração. Para superar o alto custo computacional foi considerado um fluxo prescrito de gases de combustão e ar. Os experimentos realizados e os resultados da simulação numérica apresentaram boa concordância e validaram o modelo. Foi evidenciado que 35% da energia que entra no forno túnel com a combustão é perdida através das paredes para o ambiente. Outros 22% deixam o túnel na forma de ar quente, podendo ser reutilizado no pré-aquecimento de outros processos. Outro ponto destacado foi que 60% do fluxo de calor no forno são dominados por fluxos de radiação. Os autores concluem que os dados encontrados com o modelo podem ser utilizados para melhorar a eficiência deste tipo de equipamento e melhorar o controle de aquecimento e resfriamento da carga.

Métodos de análise exérgica também têm sido utilizados na análise de equipamentos e processos industriais. Como exemplos, citase: Barset *et al.* (2015) que propuseram a avaliação de um forno de silicose através indicadores de desempenho exérgico; Fábrega, Rossi e d'Angelo (2010) que realizaram uma análise exérgica de um sistema de refrigeração do processo de produção de etileno e propileno. Não é foco deste trabalho a análise com base na segunda lei da Termodinâmica e por isso não serão detalhados os artigos citados.

2.3 Análise energética de processos na indústria de plásticos

Monteix *et al.* (2001) modelaram o aquecimento infravermelho de uma chapa de PET (politereftalato de etileno), para verificar a eficiência das ondas curtas infravermelhas no aquecimento. O foco do trabalho foi caracterizar a fonte de aquecimento do emissor infravermelho e a interação entra o aquecedor e a chapa de PET. Um modelo matemático foi desenvolvido com base na lei de Beer-Lambert. Os resultados foram

comparados com as medições dos gradientes de temperatura na chapa realizados em um experimento de laboratório. As previsões resultaram em boa comparação com as medições quando analisado o centro da chapa, mas os bordos tiveram maior discrepância devido ao modelo de transferência de calor ser unidimensional para alguns pontos como a absorção da chapa. Os resultados permitiram concluir que a distribuição de temperatura através da chapa rapidamente entra em equilíbrio durante a fase de resfriamento. Entretanto, devido à baixa condutividade do PET, a distribuição de temperatura não é uniforme sobre as faces irradiadas, tanto durante aquecimento, quanto resfriamento.

Schmidt, Le Maout e Monteix (2003) apresentaram um trabalho semelhante aplicado a chapas de poliestireno e estudando três fontes de aquecimento, divididas em resistência de cerâmica e lâmpada halogênica. A aferição do modelo matemático foi feito com experimentos específicos para medir a potência empregada e a temperatura da chapa por câmera infravermelha. Novamente, o modelo teve erros maiores (até 35 %) para os cálculos de temperatura do poliestireno à medida que se distanciava do meio da chapa. Mas, de acordo com o autor, as comparações, baseadas em critérios energéticos pré-estabelecidos, permitiram demonstrar que as lâmpadas halogênicas têm uma melhor eficiência energética, em comparação com as resistências cerâmicas.

Sala, Landro e Cassago (2002) apresentam em seu trabalho um modelamento matemático do estiramento de uma chapa de poliestireno quando submetida à moldagem por sopro. O modelo utilizado emprega leis constitutivas visco-elásticas para tentar relacionar a temperatura com o comportamento de tração de polímeros. Os resultados apresentados tiveram concordância satisfatória entre a simulação numérica e os experimentos realizados para comparação. A distribuição de espessura da chapa pode ser reproduzida com um erro de até 0,2 mm, 20 % em relação à espessura da chapa aquecida e 5 % em relação à espessura inicial. O autor conclui que o modelo é satisfatório para prever a espessura da chapa sem a necessidade de protótipos ou outros meios onerosos, mas também pode ser melhorado com o refinamento da distribuição de temperatura sobre a chapa de poliestireno.

Vilela (2011) analisou uma das linhas de extrusão usadas na fabricação de cabos de transmissão de eletricidade. Ele determinou indicadores energéticos, de processo e propôs a otimização do consumo energético, incluindo a minimização das perdas térmicas. A corrente e tensão em cada motor elétrico foram medidas para calcular as potências ativa, reativa e aparente. O balanço térmico foi realizado apenas na extrusora e não em todo o processo de transformação do polímero. Os

coeficientes de convecção foram estimados por correlações semi-empíricas e um balanço de radiação foi usado para estimar o calor perdido por radiação. Os resultados indicaram que a maior parte da energia desperdiçada era por potência reativa dos componentes elétricos (207 kW). As perdas térmicas somaram apenas 0,6 kW. O autor concluiu sugerindo a instalação de um banco de capacitores para aumentar o fator de potência, mas não menosprezou as perdas térmicas, salientando que é importante quantificá-las para estudos de eficiência energética.

Madan *et al.* (2015), propõe em seu trabalho uma diretriz com base científica para avaliação energética em processos de manufatura, escolhendo como exemplo o caso de um molde de injeção. Como principais constituintes desta metodologia estão as estimativas de energia e comparativos (com a teoria ou com outros processos industriais similares), e avaliação de desempenho e melhorias. As estimativas de energia são divididas em 5 passos que vão desde a definição de parâmetros iniciais (medidas e número de cavidades do molde) até o cálculo de energia para o processo de manufatura ideal e teórico. Para auxiliar no desenvolvimento desta metodologia é apresentado um *software* com interface gráfica que permite ao usuário interagir com o sistema e analisar os resultados da avaliação de desempenho de energia e melhorias. Os autores concluíram o artigo dizendo que esta metodologia é aplicável em qualquer outro processo de manufatura.

Existem alguns estudos que mostram que é possível diminuir o consumo de ar na termoformadora e, conseqüentemente, o consumo de energia.

Lopes e Reimbrecht (2011) elaboraram um sistema para reaproveitamento de ar de formação, que após a sua utilização poderia ser armazenado e utilizado na expulsão dos copos. Heidemann e Rzatki (2014) propuseram diminuir os espaços para o preenchimento pelo ar de formação, conseguindo uma redução do consumo de ar na máquina de 38 %.

Além desses estudos, a Cemig (Companhia energética de Minas Gerais, 2012) propõe algumas medidas de eficiência energética (MEE) em sistemas de ar comprimido, as quais são apresentadas na Tabela 2.4.

Tabela 2.4 – Medidas de eficiência energética em sistemas de ar-comprimido.

MEE	Comentários
Reduzir a pressão do sistema com melhor projeto e melhores componentes auxiliares (filtros e secado-	Economia entre 4 a 6%.

res).	
Reduzir a demanda por ar-comprimido eliminando utilizações espúrias.	Ar-comprimido é utilizado para so-pro, resfriamento, limpeza ou movimentação de peças, o que pode ser substituído por equipamentos específicos. Estima-se em até 20% de economia, incluindo cortar a alimentação de trechos não mais utilizados.
Descentralizar o sistema quando usos em locais remotos tiverem requisitos especiais como pressões mais elevadas, ar mais limpo ou alto volume por pequenos intervalos.	Sistemas descentralizados nem sempre poupam energia. Porém, economias de até 5% podem ser atingidas.
Melhorar as condições de suprimento; usar ar externo.	Economias entre 4 a 6%.
Dimensionar os compressores de acordo com a carga.	Compressores para atenderem à carga de base devem funcionar próximos ao rendimento máximo. Compressores de parafuso ou alternativos alimentam a carga variável. Economia de até 5%.
Instalar controle de carga parcial padrão incluindo automação e armazenamento.	Aplicável à maioria dos sistemas. Economias de 3 a 7%.
Incluir controle micro processado no sistema de compressão.	Esses controles reduzem a banda morta de 70 a 15 kPa. Economia de 2 a 4%.
Usar compressores em paralelo e instalar controles multi-unidades para reduzir carga parcial.	Economias de 10 a 15%. Apenas usar em sistemas com muitos compressores, acima de 3.
Trocar antigos compressores alternativos e de parafuso por modelos mais eficientes.	Variações de rendimento podem variar de 10 a 20%.
Reduzir vazamentos por um programa contínuo de manutenção.	Economias de 15 a 25%.

Fonte: Modificado de CEMIG (2012).

Analogamente, medidas de eficiência energética também podem ser adotadas para sistemas de refrigeração. Essas medidas são apresentadas pela CEMIG (2012) e são listadas abaixo:

- Redução da energia requerida: poderiam ser consideradas medidas para evitar cargas desnecessárias, ou refrigerados a tem-

peratura menor que a exigida, espaços refrigerados com baixo aproveitamento, vedações insuficientes, incluindo portas e cortinas, condensadores próximos a fontes de calor, bem como restrições nas tubulações de fluido refrigerante.

- Controle da velocidade do motor: semelhante ao que se considerou para compressores de ar, incluindo bombas e ventiladores auxiliares.
- Adequação do sistema à carga: sistemas são dimensionados frequentemente para o pico de carga, sem maiores considerações para carga parcial, o que ocorre sempre com sistemas de refrigeração, em função da variação da temperatura ambiente. Muitas MEE são aplicáveis: prover vários estágios, desligamento automático, sistemas paralelos.
- Operação e manutenção: operar adequadamente, ajustando variáveis às condições de momento e manter programas de manutenção, com limpeza de filtros e serpentinas, recomposição da isolamento, recuperação de vazamentos e umidade no refrigerante, ajuste e lubrificação podem trazer reduções substanciais de energia.
- Adequação da temperatura: quando uma temperatura abaixo da requerida é ajustada.
- Adequar o controle: quando nem chaves de temperatura ou pressão são providas, liberando o funcionamento contínuo do sistema.
- Adequar localização e isolamento: quando há incidência de raios solares ou isolamento deficiente.
- Adequar localização, evitando a proximidade de fontes de calor.
- Evitar formação de gelo, que prejudica a troca de calor.
- Operação e manutenção adequadas, por exemplo: limpeza do condensador, troca de filtros, conjunto motor-compressor não alinhado ou mal fixado à base, vazamentos de óleo ou isolamentos adequados.

Nesse trabalho, essas medidas de eficiência não serão analisadas, mas permanecem como alternativas possíveis para aplicação industrial.

Bajay, Gorla e Bordoni, (2009) salientam que a indústria química, sendo a indústria de plásticos um dos seus ramos, está entre os maiores setores com potencial de redução de energia, ou seja, ainda há um vasto campo para aplicar conhecimentos em eficiência energética. No entanto,

existem poucos estudos enfocando a análise energética de máquinas de termoformagem. E estes poucos estudos na área de termoformagem enfocam, principalmente, o aquecimento da placa polimérica.

Com base na revisão elaborada neste capítulo, o próximo descreve o equipamento e define a metodologia a ser aplicada na análise energética da termoformadora estudada.

3 ANÁLISE EXPERIMENTAL

Nesse trabalho, foi analisada uma máquina termoformadora construída pela NTS Máquinas e Equipamentos de Criciúma, SC. A seguir apresenta-se a termoformadora e os demais equipamentos e métodos utilizados nas medições.

3.1 Termoformadora utilizada no estudo

A termoformadora estudada se encaixa na categoria definida como moldagem com auxílio de plugue, sendo depois a chapa/lâmina estirada pelo ar-comprimido injetado na câmara. Este padrão de equipamento é empregado desde a década de 70 e hoje é altamente difundido entre os fabricantes de descartáveis para a produção de copos, potes e bandejas plásticas. Esse conceito, se comparado ao americano e europeu, tem vantagens na questão de produtividade, pois alia grande produção e baixo custo, sendo a máquina mais simples que a as estrangeiras.

A máquina aqui presente, modelo TE8-000 com potência instalada de 270 kW (Figura 3.1), pode tanto trabalhar com chapas de polipropileno ou poliestireno, sendo apenas necessária troca de ferramental e de dados de processo. Para o estudo foram utilizadas bobinas de polipropileno, por ser, hoje, o produto para o qual a máquina é vendida e um dos mais difundidos no mercado.

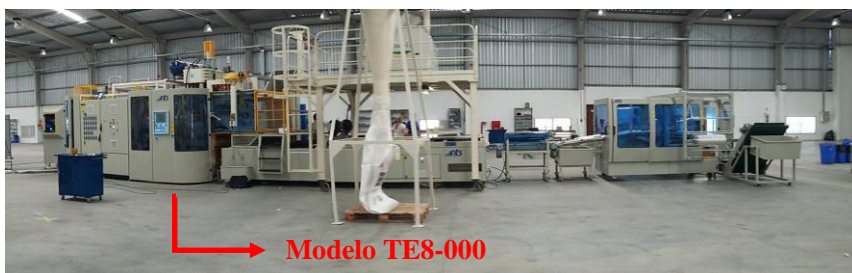


Figura 3.1 – Termoformadora modelo TE8-000 e seus equipamentos complementares, formando a linha de produção.

Fonte: Elaborado pelo autor.

Assim como em outros processos de produção, este também pode ser dividido em zonas componentes ou regiões, são elas: pré-aquecedor, estufa, molde, empilhador, embaladeira e picador. Neste modelo de termoformadora, onde está acoplado o pré-aquecedor, a movimentação

do PP é realizada de forma permanente periódica, como já foi visto no Capítulo 2.

Dentre as regiões citadas somente duas serão de relevância para este trabalho, a estufa e o molde, pois as outras regiões são consideradas como outros equipamentos, ou mesmo complementos para a fabricação dos produtos descartáveis. Todas as regiões serão brevemente descritas.

3.1.1 Pré-aquecedor

Como uma forma de aumentar a eficiência do processo, quando comparado somente com a radiação dos fornos, são utilizados rolos de contato para pré-aquecer o material, conforme a Figura 3.2. Prática esta muito comum na indústria.



Figura 3.2 – Exemplo de rolos de pré-aquecimento.

Fonte: Meaf (2012).

Estes rolos além de aquecer o material polimérico também funcionam como alimentadores, garantindo que a chapa seja continuamente fornecida para o restante do processo.

A termoformadora estudada tem um pré-aquecedor com 2 rolos de contato (calandras). Sua movimentação é fornecida de maneira contínua com um motoredutor SEW com duas velocidades, que são escolhidas de acordo com o número que ciclos que a termoformadora está operando.

Estas calandras são aquecidas por um termostato a água, do fabricante Mecalor. O motoredutor e o termostato podem ser visualizados na Figura 3.3. Uma vista geral do pré-aquecedor pode ser vista na Figura 3.4.



(a)



(b)

Figura 3.3 – Motoredutor (a) e termorregulador (b) utilizados na termoformadora.

Fonte: Elaborado pelo autor.



Figura 3.4 – Pré-aquecedor utilizado na Termoformadora TE8-000.

Fonte: Elaborado pelo autor.

A Tabela 3.1 mostra os dados dos equipamentos citados:

Tabela 3.1 – Dados dos equipamentos da região do pré-aquecedor.

Motoredutor	Modelo	R67 DRE80M4
	Potência [kW]	1,1
Termoregulador	Modelo	TMR-M18/380/C/T
	Potência [kW]	21
Calandra	Diâmetro [mm]	500
	Largura [mm]	1.200
	Material	Alumínio

Fonte: NTS Máquinas e equipamentos (2015).

3.1.2 Estufa

Saindo do pré-aquecedor, o material polimérico entra na estufa, fixado a correntes que perfuram a lâmina em um intervalo de aproximadamente 25 mm, afastados em 25 mm de cada borda, conforme pode ser visto na Figura 3.5.



Figura 3.5 – Início do processo de fixação da lâmina no modelo TE8-000.

Fonte: Elaborado pelo autor.

A movimentação periódica das correntes é feita por um servomotor SEW (Figura 3.6). O movimento nesta parte do equipamento não pode ser contínuo devido ao tempo de formação do produto dentro do molde. Este tempo é definido como tempo de ciclo e determina a velocidade de produção da máquina em ciclos por minuto.



Figura 3.6 – Servomotor de movimentação das correntes na região da estufa.

Fonte: Elaborado pelo autor.

Devido às altas temperaturas na região da estufa, os trilhos das correntes (régua) são protegidos contra a fonte de aquecimento e geralmente operam sob refrigeração forçada. Esta refrigeração se dá por meio de um circuito fechado de água refrigerada por um *chiller* Mecalor, conforme Figura 3.7.



Figura 3.7 – *Chiller* utilizado para o sistema de refrigeração da termoformadora.

Fonte: Elaborado pelo autor.

O aquecimento do material polimérico na estufa é realizado por um banco de resistências elétricas cerâmicas, sendo cada uma com 1000 W de potência, conforme mostrado na Figura 3.8. A estufa, também chamada de painel de aquecimento, é dividida em duas, uma superior

uma inferior, r cada uma delas contém várias zonas de monitoramento para controle de temperatura. O esquema de montagem das resistências pode ser visto no Anexo A.



Figura 3.8 – Banco de resistências, estufa superior e inferior.
Fonte: Elaborado pelo autor.

Para garantir o aquecimento e produção adequados ao equipamento, há regulagens de altura na estufa em relação a lâmina de material polimérico e estas variam entre 20 a 30 mm para a estufa superior e 190 a 230 mm para a estufa inferior. O distanciamento maior da estufa inferior se deve ao escoamento sofrido pela lâmina com o aquecimento, o chamado “embarrigamento”.

Os aspectos dimensionais dos componentes da região da estufa podem ser visualizados na Tabela 3.2.

Tabela 3.2 – Dados dos equipamentos da região da estufa.

Servomotor	Modelo	KAF47CM90M
Chiller de refrigeração	Modelo	GSA-120-RI-380
	Potência [kW]	70,4
	COP	1,98
Estufa superior	Comprimento [mm]	2.835
	Largura [mm]	1.120
	Altura da lateral da carga [mm]	180
	Zonas de controle de temperatura	24
	Quantidade de resistências	156
	Distância entre a chapa polimérica e a estufa [mm]	20-30

Estufa inferior	Comprimento [mm]	2.130
	Largura [mm]	1.120
	Altura da lateral da carcaça [mm]	180
	Zonas de controle de temperatura	2
	Quantidade de resistências	122
	Distância entre a chapa polimérica e a estufa [mm]	190-230

Fonte: Elaborado pelo autor com dados da empresa NTS Máquinas e Equipamentos.

3.1.3 Molde

Após o sair da região da estufa a lâmina entra aquecida na estação de moldagem, onde o produto é conformado conforme a descrição feita no capítulo 2: pré-moldagem com auxílio de plugues.

A lâmina é posicionada no interior do molde e a prensa fecha o molde com o material polimérico no seu interior. A prensa é movida por um motoredutor SEW que aciona dois cames logo abaixo do molde, e este é guiado por 4 colunas de aço.

Antes do término do processo de fechamento, o molde inferior penetra na chapa, cortando-a parcialmente e garantindo que a câmara esteja hermeticamente selada para os processos de estiramento e moldagem posteriores. O molde (bloco inferior e superior), fabricado em alumínio, contém 104 cavidades, onde serão realizados os processos de conformação do copo. O bloco inferior do molde comporta todas as cavidades, que são insertos também fabricadas em alumínio, para copos de PP de 200 ml, que foram as utilizadas para teste, pois é o modelo mais comercializado. Além disso, há os canais de refrigeração do produto, por onde passa a água refrigerada pelo *chiller* já mencionado na seção anterior. Na Figura 3.9 é representada uma seção de um molde similar ao utilizado neste trabalho com seus principais componentes.

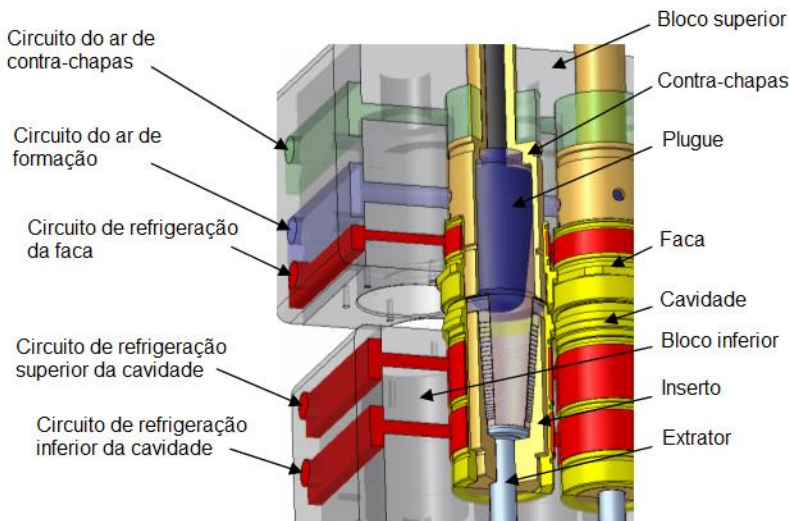


Figura 3.9 – Principais componentes do molde.
Fonte: Modificado de Silva (2013).

Neste momento, a placa contra-chapas é acionada, prendendo com firmeza a lâmina pela borda do produto em cada cavidade do molde superior contra o molde inferior, garantindo a vedação e impedindo que o material se desloque de fora da área delimitada para dentro da cavidade do produto durante o estiramento.

Com a chapa fixada no interior do molde pelo contra chapas, o pré-estiramento já pode ser executado. Este processo consiste em esticar e distribuir o material de forma uniforme pelas paredes do molde o máximo possível, dentro de certos limites práticos operacionais. Neste modelo de equipamento são utilizados plugues de material polimérico para proporcionar o movimento de estiramento sem retirar muito calor da chapa.

Assim que a placa contra-chapas esteja fixando a chapa pela borda do produto, um cilindro pneumático aciona o avanço dos plugues, fazendo com que todos os dispositivos presos a ela se desloquem, inserindo-os na cavidade do molde inferior até restarem 3 mm para se atingir o fundo da mesma. A quantidade de ar comprimido para acionamento deste cilindro é chamada de “ar de estiramento”. Cada uma das cavidades possui um plugue individual, porém todas as 104 são acionadas em conjunto pelo cilindro. A Figura 3.10 representa uma visão geral da região do molde da termoformadora modelo TE8-000.

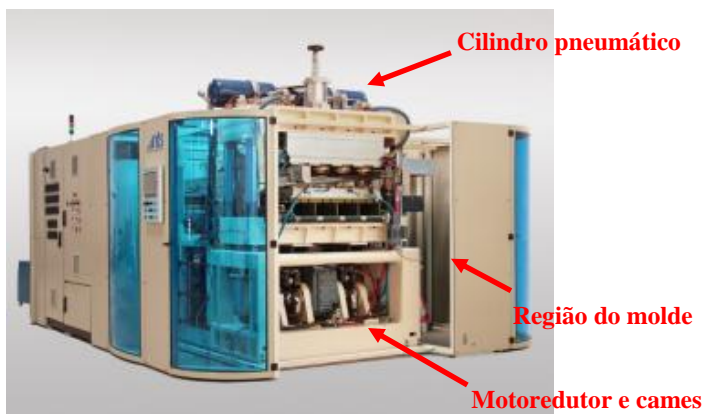


Figura 3.10 – Máquina termoformadora mostrando em detalhe a região do molde.

Fonte: NTS Máquinas e Equipamentos (2015).

Com a chapa aquecida e pré-estirada, uma grande quantidade de ar, denominada “ar de formação” é injetada na cavidade e no contrachapas através dos plugues, numa pressão que varia de 1,4 a 6,0 bar. Este processo garante que o material plástico seja conformado sobre a parede da cavidade, ganhando a forma desejada. O ar remanescente abaixo do material polimérico é expulso através de micro furos impedindo, assim, falhas ou regiões deformadas.

Com todas as etapas concluídas, basta finalizar o corte do copo através do corte conjugado, onde a borda do produto é puncionada por um conjunto de punções macho e fêmea disposto e alinhado um sobre o outro.

Após a separação do produto o molde se abre (máx. 200 mm entre o bloco superior e inferior), o extrator expõe os produtos para expulsão, que é realizada através de um jato de ar direcionador, denominado “ar de expansão”, conforme mostrado na Figura 3.11.

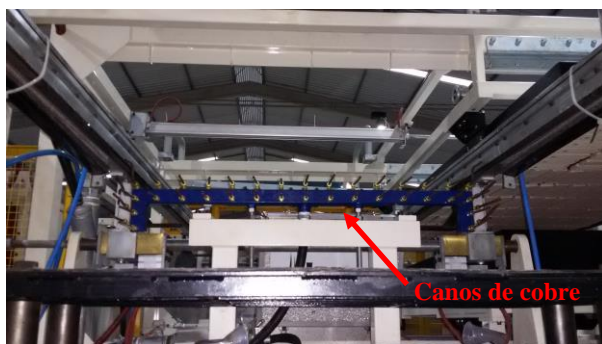


Figura 3.11 – Em detalhe o sistema de expulsão, onde canos de cobre fazem o direcionamento do ar de expulsão dos copos.

Fonte: Elaborado pelo autor.

Todas as etapas descritas podem ser visualizadas na Figura 3.12.

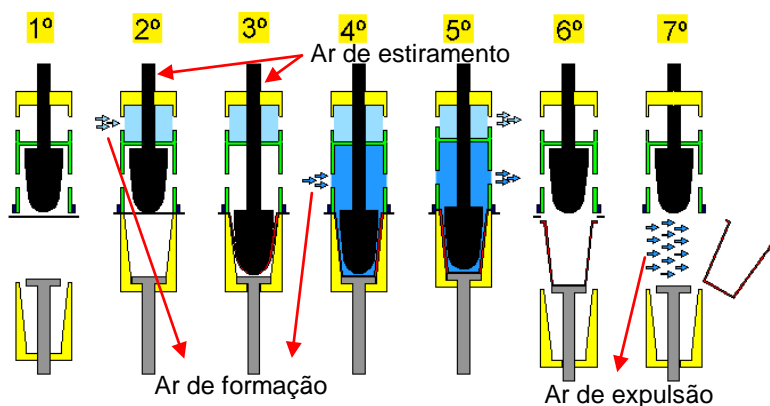


Figura 3.12 – Representação esquemática do processo de termoformagem com auxílio de plugue.

Fonte: Modificado de Silva (2013).

O ar de expulsão, formação e estiramento são fornecidos por um compressor da Atlas Copco (Figura 3.13).



Figura 3.13 – Compressor utilizado para fornecimento de ar-comprimido na termoformadora.
Fonte: Elaborado pelo autor.

Logo após a expulsão, a chapa aquecida no forno, avança um passo, o molde fecha, e o ciclo reinicia. Os copos expulsos caem sobre o empilhador e o resto da lâmina segue para o picador.

Os dados dos equipamentos empregados na região do molde são listados na Tabela 3.3.

Tabela 3.3 – Dados dos equipamentos da região do molde.		
Molde	Cavidades	104
	Comprimento [mm]	1.450
	Largura [mm]	700
	Espessura [mm]	150 (bloco inferior) 130 (bloco superior)
	Abertura total entre bloco superior e inferior [mm]	200
	Material	Alumínio
	Modelo	MC3RLHFO3
Motoredutor	Potência [kW]	22
	Modelo	GA45-100FF
Compressor	Potência [kW]	44,13
	Pressão máxima [bar]	7,1
	Descarga livre efetiva [m³/h]	504

Fonte: Elaborado pelo autor com dados da empresa NTS Máquinas e Equipamentos.

3.1.4 Empilhador, embaladeira e picador

Os três equipamentos descritos a seguir não são agentes formadores do copo plástico, ou seja, não causam transformação física no material polimérico, mas são essenciais para que se consiga produtividade no equipamento.

O empilhador é o local onde os copos caem logo após serem expulsos do molde, conforme pode ser visto na Figura 3.14. Nele, os copos são distribuídos ordenadamente para que possam ser empilhados uns sobre os outros, horizontalmente. Dois ventiladores sopram as pilhas de copos não ordenados de volta à bandeja onde caíram e correias transportam o copo ordenado para o próximo equipamento, a embaladeira.



Figura 3.14 – Empilhador utilizado na termoformadora.

Fonte: Elaborado pelo autor.

A embaladeira (Figura 3.15) “conta” a quantidade exata de copos para que seja preenchida uma embalagem. Essa contagem é realizada por meio de um sensor indutivo que analisa a presença da borda do copo. Contados os copos, estes são envoltos pela embalagem que então é selada por meio de dispositivos aquecidos (placas de aço ou cordões de aquecimento).



(a)



(b)

Figura 3.15 – Embaladeira: (a) sistema de contagem de copos; (b) sistema embalador e de selamento.

Fonte: Elaborado pelo autor.

E o último sistema, o picador (Figura 3.16), trabalha em paralelo os dois últimos. Este sistema coleta o material não termoformado e, através de um potente sistema de corte, pica a lâmina em pedaços que possam ser novamente levados, por meio de grandes sopradores, ao processo de extrusão de material polimérico. Sem o picador haveria um grande desperdício de matéria-prima, pois toda a sobra de lâmina do processo de produção de copos não poderia ser reaproveitada.



Figura 3.16 – Picador de material polimérico.

Fonte: Elaborado pelo autor.

Algumas máquinas não tem o sistema picador diretamente vinculado, mas somente um rolo acionado por um motoredutor SEW (modelo W20DRS71S4) com 0,37 kW de potência, o chamado rolo de apara (Figura 3.17). Trabalhando de forma intermitente, este rolo, acompanha o ritmo dos ciclos da máquina e vai enrolando, em forma de bobina, o material que sobrou após o processo de termoformagem. Durante alguma parada de máquina este material é retirado do rolo de apara e assim é dado o devido destino, um provável reaproveitamento nas extrusoras.



Figura 3.17 – Rolo de apara utilizado no lugar do sistema picador.

Fonte: Elaborado pelo autor.

3.2 Medições

As medições foram executadas em pontos selecionados da máquina, escolhidos pela sua relevância e relativa facilidade de acesso. O diagrama da Figura 3.18 apresenta um esquema da máquina e os pontos de medição de vazão, pressão, temperatura e potência.

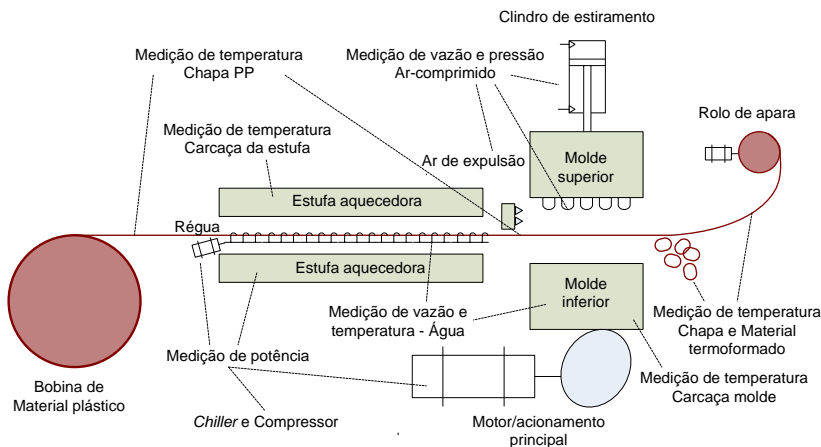


Figura 3.18 – Diagrama esquemático sinalizando os pontos de medição estabelecidos para a termoformadora.

Fonte: Elaborado pelo autor.

Alguns locais são de difícil acesso e, por motivos de segurança, não foram coletadas temperaturas em locais da máquina com temperaturas próximas de 160 °C, tais como, partes no interior da estufa e outros pontos da lâmina de material polimérico. Os pontos de medição estabelecidos são detalhados na sequência.

3.2.1 Medição de vazão de água de refrigeração

As medições de vazão de água foram realizadas em dois pontos distintos da máquina, no retorno de água do pré-aquecedor e no retorno de água de refrigeração do molde. Este último ponto é dividido, num distribuidor de água logo acima do motor principal da máquina, em retorno de água da faca, cavidade e régua. Todos estes pontos têm duas entradas e duas saídas, de acordo com a concepção da máquina. O retorno foi utilizado por ser de mais fácil acesso para instalação do equipamento de medição.

Foram utilizados 4 modelos de hidrômetros analógicos da marca AVS para a medição da vazão de água:

- Hidrômetro multijato velocimétrico LXSC-20E, para vazão máxima de 20 m³/h;
- Hidrômetro multijato velocimétrico LXSC-7E, para vazão máxima de 7 m³/h;

- Hidrômetro multijato velocimétrico LXSC-5E, para vazão máxima de 5 m³/h;
- Hidrômetro multijato velocimétrico LXSC-E, para vazão máxima de 3 m³/h;

Os 3 primeiros foram cedidos pela Casan (Braço do Norte – SC) e o último pela SAMAE (São Ludgero – SC). Os hidrômetros são do tipo que registra o volume total de água que escoar ao longo de tempo (cumulativos).

Na medição das vazões na máquina, foi utilizada uma técnica fotográfica de registro do volume total de água que circulou pela máquina em dado intervalo de tempo. Após certo tempo de escoamento, uma foto do mostrador do hidrômetro era obtida. Como a foto tinha o horário registrado, da diferença de tempo entre uma foto e outra, extraía-se o tempo decorrido, e, com o registro da quantidade de água, obtinha-se a vazão (m³/h).

A Figura 3.19 mostra duas fotos consecutivas em um tempo de 48 segundos para o mesmo hidrômetro.



Figura 3.19- Registros fotográficos consecutivos usados na medição de vazão de água: (a) Primeiro registro fotográfico do hidrômetro; (b) Segundo registro fotográfico do hidrômetro.

Fonte: Elaborado pelo autor.

A quantidade de água acumulada é obtida visualmente no hidrômetro. No exemplo da Figura 3.19, obteve-se 0,8218 m³ e 0,8785 m³. Sendo assim o cálculo de vazão se dá pela equação (3.1):

$$Q = \left(\frac{\Delta V}{\Delta t} \right) \cdot 3600, \quad (3.1)$$

onde ΔV é a variação do volume [m³] e Δt , a variação do tempo [s], 3600 é o fator de conversão de segundos para horas.

A seleção dos modelos utilizados foi feita com base nos dados de bomba utilizados pelo *chiller* e termorregulador. As curvas das bombas

foram conseguidas com os fabricantes (Figura 3.20 e Tabela 3.4), mas por não se saber o real desgaste que poderiam ter e nem se os manômetros dispostos na linha estavam com precisão adequada, optou-se por medir as vazões com o método descrito acima.

Tabela 3.4 – Dados das bombas do *chiller* e termorregulador.

	Chiller	Termorregulador
Marca	Schneider	Grundfos
Modelo	BC-21R 1 ½”	CM5-3 A
Vazão máxima [m³/h]	20	7,6
Vazão mínima [m³/h]	5	1,6
Pressão máxima [Pa]	3,33.10 ⁵	3,73.10 ⁵
Pressão mínima [Pa]	1,96.10 ⁴	2,26.10 ⁵

Fonte: Elaborado pelo autor com dados da empresa NTS Máquinas e Equipamentos.



Figura 3.20- (a) Dados de placa da bomba do *chiller*; (b) Dados de placa da bomba do termorregulador.
Fonte: Elaborado pelo autor.

A placa de identificação do *chiller* apresentava divergência com relação aos dados da bomba, indicando uma vazão nominal de 30 m³/h. Essa informação obrigou a utilização dos modelos LXSC-E, LXSC-7E, LXSC-20E para averiguar uma faixa maior de dados e, assim, identificar qual o melhor equipamento para medição no ponto de retorno de água de refrigeração do molde. Para a medição no retorno de água do pré-aquecedor foram utilizados apenas os modelos LXSC-E e LXSC-5E.

A instalação do hidrômetro seguiu-se a recomendação da Casan e do fabricante (AVS) de mantê-lo sempre na horizontal (Figura 3.21 e Figura 3.22) para evitar erros maiores que os estabelecidos em projeto.



Figura 3.21 – Hidrômetro LXSC-20E instalado na horizontal, no distribuidor do retorno de água do molde.

Fonte: Elaborado pelo autor.

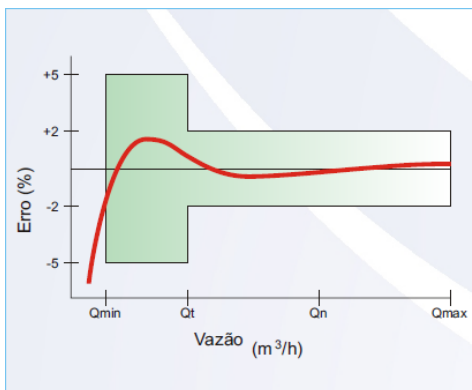


Figura 3.22 – Curva de erros para os hidrômetros utilizados. Q_{max} – vazão máxima; Q_{min} – vazão mínima; Q_t – vazão de transição; Q_n – vazão nominal.

Fonte: Grupo AVS, 2015.

Os testes se seguiram da seguinte forma: com a máquina fora de operação, o hidrômetro era instalado e abriam-se os registros para simular toda a circulação de água na máquina, com isso o *chiller* era ligado e iniciavam-se as medições (retorno da água de refrigeração da faca, por exemplo). Eram realizadas 10 medições por ponto para cada hidrômetro, com isso a média e o seu respectivo desvio padrão podiam ser calcula-

dos. Finalizado o devido ponto, o *chiller* era desligado e o hidrômetro transferido para outra linha de refrigeração para nova medição.

3.2.2 Medição de vazão e pressão de ar-comprimido

Para a realização das medições de ar-comprimido foram feitas algumas considerações:

- Por ser uma máquina nova, não há vazamentos de ar;
- Equipamentos pneumáticos que trabalham quando a máquina está fora de operação não foram considerados nas medições, como o cilindro para movimentação da estufa;
- Considerou-se que o ar de expulsão, formação e estiramento representam o consumo de ar da máquina em sua totalidade;

Os equipamentos utilizados para medição de fluxo de ar e pressão estão listados na tabela Tabela 3.5 e podem ser visualizados na Figura 3.23.

Tabela 3.5 – Dados dos equipamentos utilizados na medição de pressão e vazão de ar-comprimido.

	Marca/modelo	SMC/PF2A712H-F20-69-X795
Medidor de fluxo de ar	Faixa de medição*	120-12.000
	[l/min]	
	Erro** [%]	1,5
	Marca/modelo	SMC/ISE30A
Medidor de pressão	Faixa de medição	-0,1-1,0
	[MPa]	
	Erro** [%]	2,0

* Os resultados são expressos na condição padrão de 20 °C, 101,325 kPa e 65 % de umidade relativa.

** Erro percentual em relação ao fundo de escala.

Fonte: SMC (2016).



(a)



(b)

Figura 3.23 – Medidor de vazão de ar SMC modelo PF2A712H-F20-69-X795 com medidor de pressão acoplado (a); (b) aquisitor de dados.

Fonte: Elaborado pelo autor.

Os dados coletados foram salvos em vídeo. Os vídeos tem duração de cerca de 1 min para cada ponto, posteriormente cada vídeo foi analisado cena a cena para retirada dos dados de vazão e pressão.

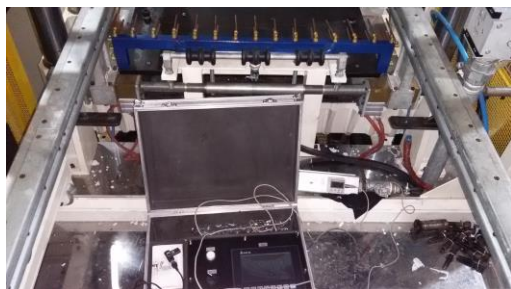
O procedimento para teste foi definido juntamente com os funcionários da NTS, pois para medir o consumo de ar era necessário que a máquina estivesse em funcionamento parcial ou pleno. Basicamente, o aparelho é instalado na linha de ar que se pretende medir e esta parte da máquina, ou a máquina toda, é ligada numa determinada velocidade de ciclo, juntamente com o compressor.

Para determinação da quantidade de “ar de expulsão”, o medidor é instalado logo antes dos bicos de ar de cobre e a máquina ligada parcialmente com apenas o sistema de expulsão e o compressor em funcio-

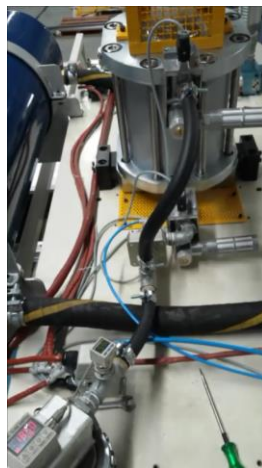
namento, mas simulando uma ciclagem pré-estipulada de aproximadamente 30 ciclos/minuto.

Para medição da quantidade de “ar de formação”, o equipamento é instalado logo após a válvula reguladora de pressão que fornece o ar para um reservatório, de onde é enviado para o molde. Neste caso a máquina toda precisa ser ligada e há a necessidade de utilizar uma lâmina de PP para o teste. Sem ela, haveria variação na pressão da linha e um erro maior de medição agregado.

Na medição da quantidade de “ar de estiramento” o aparelho se encontra logo antes da bifurcação para o cilindro pneumático. Novamente, a máquina pode ser ligada parcialmente, simulando uma ciclagem, mas com apenas o cilindro de estiramento em funcionamento. A localização dos aparelhos pode ser vista na Figura 3.24.



(a)



(b)



(c)

Figura 3.24 – Pontos de instalação dos equipamentos. (a) ar de expulsão; (b) ar de estiramento; (c) ar de formação.

Fonte: Elaborado pelo autor.

3.2.3 Medição de temperatura

As medições de temperatura foram realizadas no sistema de refrigeração e na chapa de material polimérico durante operação da máquina.

Para a medição na chapa de polímero, foi utilizado um termopar tipo K adaptado a uma haste que permitia o contato do termopar com a chapa. O posicionamento era manual, como pode ser observado na Figura 3.25.

Quatro pontos foram definidos para a medição de temperatura da lâmina: entrada da estufa, saída da estufa, saída do molde, este último dividido em copo termoformado e a sobra de lâmina.

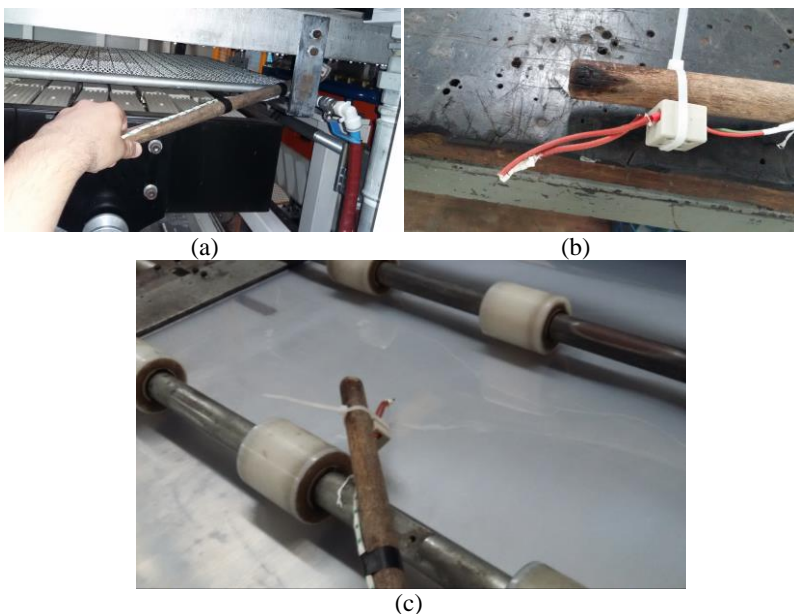


Figura 3.25 – Termopar tipo K. (a) medição de temperatura da chapa na saída da estufa; (b) termopar fixado ao bastão; (c) medição de temperatura da chapa na entrada da estufa.

Fonte: Elaborado pelo autor.

A temperatura era visualizada em um controlador proporcional digital Siemens modelo 3RS02 40-1JN11, e depois registrada por meio de vídeo. Os vídeos eram passados cena por cena no computador para que pudessem ser coletados os dados.

Para medição de temperatura no sistema de refrigeração foram utilizados sensores PT-100, modelo WTT-5000, da marca Wärme, que já são os utilizados como fonte de dados para o processo de termoformagem durante operação normal da máquina. A forma de visualização e registro é a mesma utilizada com o termopar.

Os sensores PT-100 foram fixados na entrada e saída de água da cavidade, faca e régua, posicionando-os o mais próximo possível dos locais onde há a troca de calor entre a água e o material polimérico. A Figura 3.26 mostra fotos dos pontos onde foram instalados os sensores PT-100.

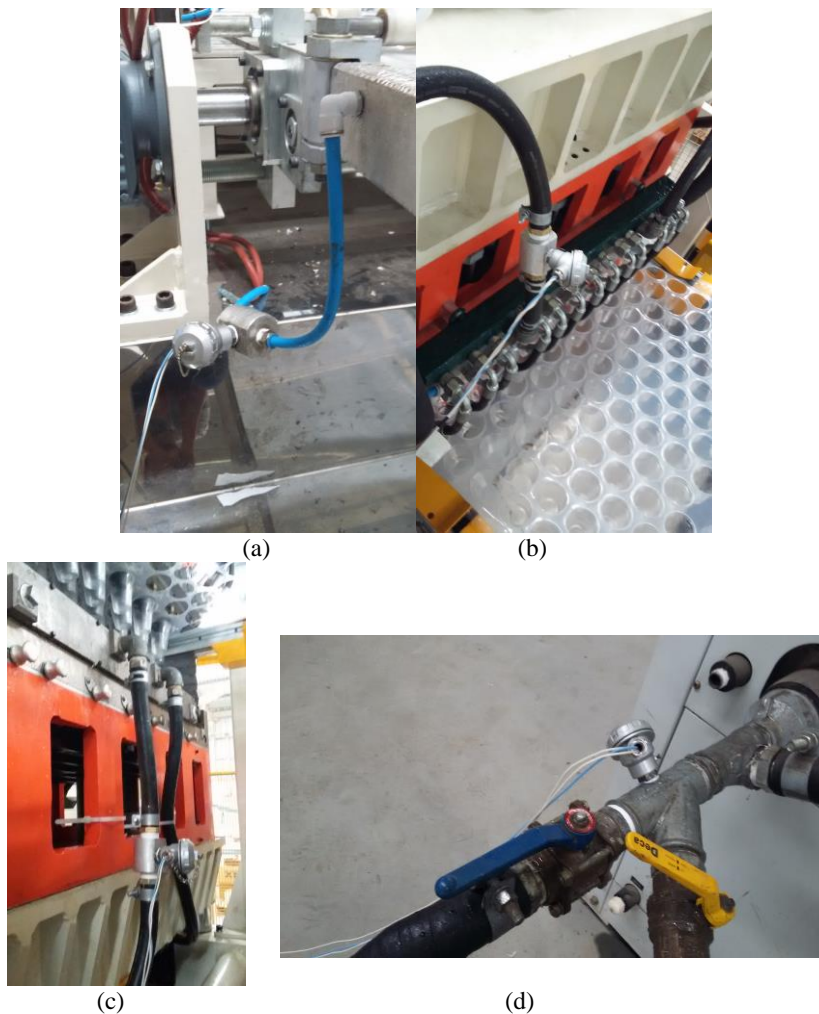


Figura 3.26 – Pontos de medição com PT-100. (a) Saída de água da régua; (b) entrada de água da faca; (c) saída de água da cavidade; (d) retorno de água para o *chiller*.

Fonte: Elaborado pelo autor.

O sensor no retorno de água para o *chiller* foi instalado de forma que se pudessem avaliar as perdas de calor da rede para o ambiente a partir da diferença de temperaturas registradas entre a termoformadora e o *chiller*.

Os dados de temperatura no pré-aquecedor não foram coletados, pois o pré-aquecedor não estava disponível na empresa NTS no momento dos testes.

Os sensores de temperatura, PT-100 e termopar, foram aferidos antes de sua utilização nos testes. Para isso, os sensores, conectados aos cabos e ao medidor, foram mergulhados em uma infusão de água e gelo (0 °C) contida em uma caixa térmica e as temperaturas medidas foram registradas. Os cabo e controlador foram mantidos os mesmos em todos os testes. O cabo foi dimensionado com sobra (7 metros), para posteriormente ser instalado na máquina.

O desvio padrão máximo registrado nos testes foi de 0,16 °C. Os sensores PT-100, de acordo com o fabricante, seguem a norma DIN-IEC 751/85 com relação aos erros de medição.

3.2.4 Medição de potência

A medição de potência elétrica visava avaliar o consumo elétrico nos principais subsistemas da máquina, incluindo compressor de ar, bancos de resistências e demais motores elétricos.

Para tanto a empresa PROENG Engenharia de Obras foi contratada pela NTS Máquinas e Equipamentos para realizar este trabalho. O aparelho utilizado é um analisador de energia da marca EMBRASUL, modelo RE6000 B, versão 2.83, com 256 MB de memória para registros.

A medição funcionava da seguinte forma: três cabos eram utilizados para laçar as fases de potência de cada parte da termoformadora que se pretendia medir (motores, zonas de aquecimento, etc.), conforme mostra a Figura 3.27. Feito o laço, o aparelho poderia ser ligado simultaneamente com a máquina para iniciar a medição e gravação dos dados. A frequência de aquisição de dados era de 1 medição por segundo. Após certo período de tempo, pré-estabelecido pelo técnico responsável, eram salvos os dados, podendo assim, o aparelho ser utilizado em outro ponto de interesse.

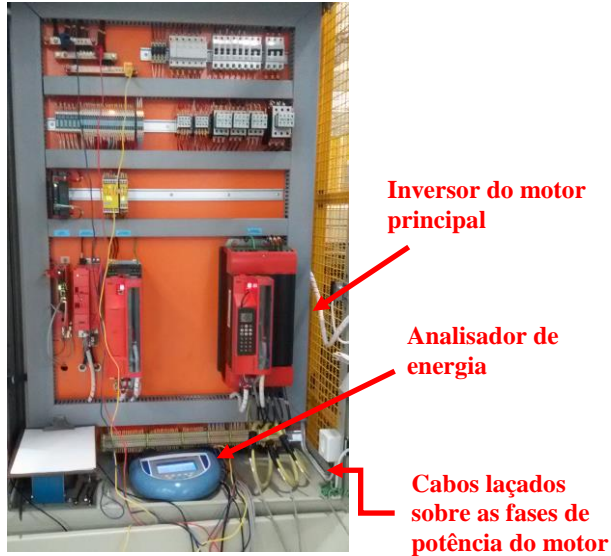


Figura 3.27 –Analisador de energia instalado no painel da termoformadora medindo o motor principal.

Fonte: Elaborado pelo autor.

3.3 Estimativas de incertezas de medição

A partir dos dados de placa dos instrumentos de medição, estimaram-se as incertezas de medição das variáveis medidas diretamente. A propagação de erros de medição foi avaliada assumindo que os erros são aleatórios e independentes. Uma variável dependente y_j pode ser expressa como

$$y_j \pm u_j \quad (3.2)$$

onde, estima-se a incerteza u_j a partir de

$$u_j^2 = \sum_{i=1}^N \left(\frac{\partial y_j}{\partial x_i} u_i \right)^2 \quad (3.3)$$

na qual a variável x_i tem incerteza u_i e N é o número de variáveis medidas das quais depende a variável dependente y_j .

As incertezas estimadas para as variáveis de interesse estão listadas na Tabela 3.6.

Tabela 3.6 - Incertezas de medição estimadas de acordo com dados dos fabricantes dos instrumentos.

Variável	Sistema de medição	Incerteza de medição
Vazão de água [m³/h]	Hidrômetro multijato velocimétrico LXSC-20E	+/- 0,0005 m³
	Hidrômetro multijato velocimétrico LXSC-7E	+/- 0,00005 m³
	Hidrômetro multijato velocimétrico LXSC-5E	+/- 0,00005 m³
	Hidrômetro multijato velocimétrico LXSC-E	+/- 0,00005 m³
Vazão de ar [l/min]	Medidor de vazão de ar SMC modelo PF2A712H-F20-69-X795	+/- 180 l/min
Pressão [kPa]	Medidor de pressão de ar SMC modelo ISE30A	+/- 20 kPa
Temperatura [°C]	Termopar tipo K	+/- 2 °C
	Termoresistor PT-100	+/- 0,18 °C
Potência elétrica [W]	Analizador de energia EMBRASUL, modelo RE6000 B	+/- 0,5% do valor medido

Fonte: Elaborado pelo autor.

Algumas destas variáveis apresentadas na tabela acima foram utilizadas para calcular parte do balanço energético da termoformadora. Utilizando a equação (3.3) é possível estimar a propagação de erro nos cálculos, conforme apresentado na Tabela 3.7. Para os cálculos foram utilizadas as equações apresentadas no próximo capítulo.

Tabela 3.7 – Propagação de erros estimados para os cálculos do balanço de energia da termoformadora.

Variável	u_j
Calor retirado pela água na régua	+/- 0,2 kW
Calor retirado pela água na cavidade	+/- 1 kW
Calor retirado pela água na face	+/- 0,9 kW
Potência empregada no ar de expulsão	
Potência empregada no ar de formação	+/- 0,9 kW
Potência empregada no ar de estiramento	
Calor perdido pela carcaça lateral da estufa superior	+/- 12 W
Calor perdido pela carcaça frontal da estufa superior	+/- 5 W
Calor perdido pela parte de cima da estufa superior	+/- 42 W
Calor perdido pela carcaça lateral da estufa inferior	+/- 5 W
Calor perdido pela carcaça frontal da estufa inferior	+/- 2 W
Calor perdido pela parte de baixo da estufa inferior	+/- 11 W

Fonte: Elaborado pelo autor.

4 MODELAGEM MATEMÁTICA

A modelagem matemática é parte essencial do trabalho, pois, com o modelo matemático, pode-se analisar a consistência dos resultados das medições, estimar os valores de variáveis não medidas diretamente e avaliar o impacto de mudanças no sistema através de análises paramétricas. Além disso, com o auxílio desta ferramenta, é possível antever resultados de novos projetos para melhoria de desempenho da termoformadora.

O modelo é baseado em balanços de energia e massa implementados no software EES - *Engineering Equation Solver*. O objetivo principal do modelo é calcular a temperatura da chapa de polipropileno ao longo da termoformadora. Outros resultados fornecidos são as temperaturas das superfícies da termoformadora e as taxas de transferência de calor. Foi criada uma interface amigável para facilitar a utilização da ferramenta por técnicos da empresa.

4.1 Balanço de massa e energia

Por ser um equipamento para produção em série, a termoformadora não sofre grandes alterações nos seus parâmetros operacionais, ou seja, se considerarmos um ponto ao longo do equipamento ele irá manter sua temperatura após a estabilização depois de certo transiente de partida. Sendo assim, podemos considerar que a termoformadora opera em regime permanente, descartados a partida e o término da operação da máquina. Esse tempo de estabilização do equipamento é variável, mas pode se entender como sendo o tempo decorrido, desde início do aquecimento da estufa, compreendendo a regulagem do molde, passagem de material, etc., até que os primeiros copos termoformados estejam de acordo com os parâmetros pré-estabelecidos em norma.

Para a análise, a termoformadora é dividida em volumes de controle que compreendem os subsistemas principais do equipamento. Na Figura 4.1 pode-se identificar os volumes de controle da termoformadora definidos pelas iniciais V.C.1 (volume de controle 1) e V.C.2 (volume de controle 2).

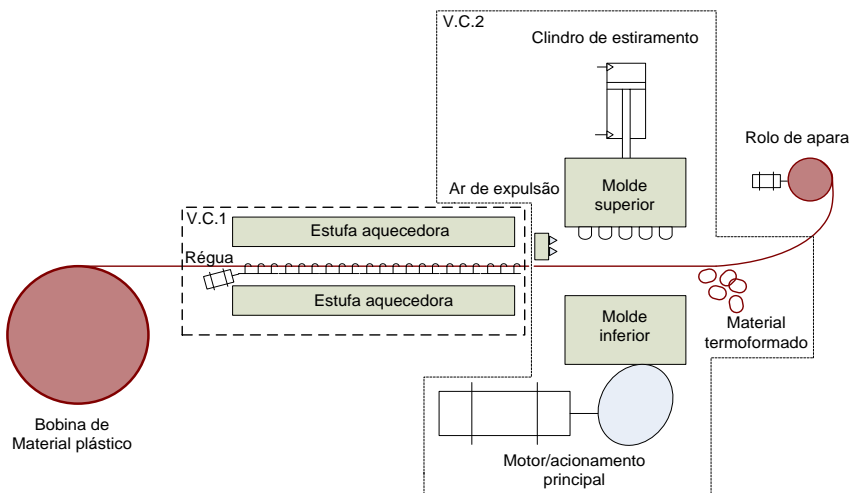


Figura 4.1 – Representação esquemática da termoformadora e seus volumes de controle.

Fonte: Elaborado pelo autor.

Os balanços de massa e energia para cada volume de controle são apresentados esquematicamente na Figura 4.2 e Figura 4.3.

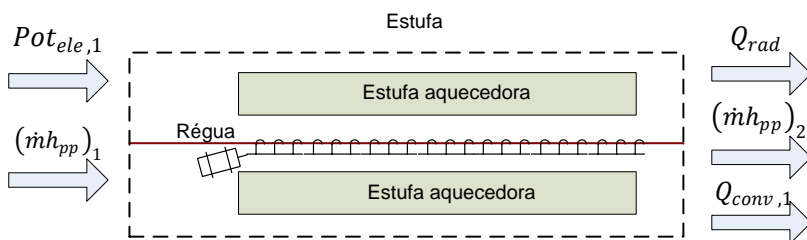


Figura 4.2 – Volume de controle da região da estufa com as entradas e saídas de energia.

Fonte: Elaborado pelo autor.

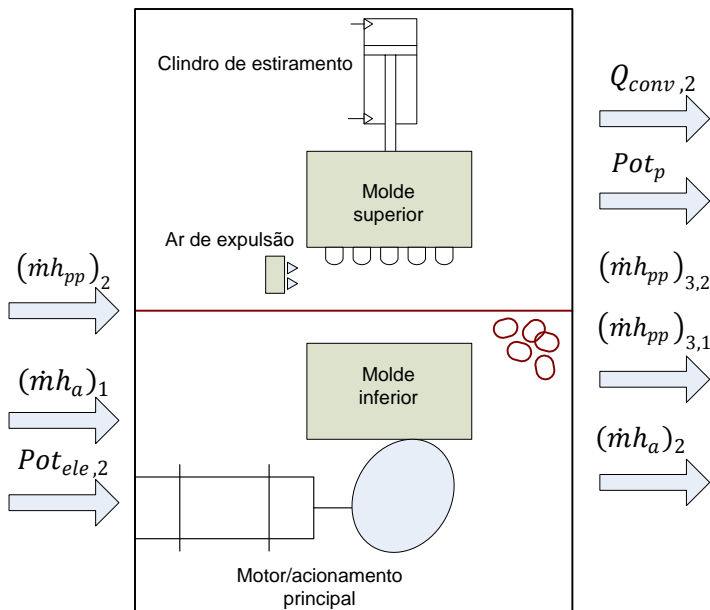


Figura 4.3 – Volume de controle da região do molde com as entradas e saídas de energia.

Fonte: Elaborado pelo autor.

No volume de controle correspondente à estufa (V.C.1), entram a potência elétrica para o aquecimento radiante $Pot_{ele,1}$ e a energia contida na chapa de polipropileno $(\dot{m}h_{pp})_1$. Deixam o V.C.1 as taxas de transferência de calor para o ambiente externo por convecção $Q_{conv,1}$ e radiação Q_{rad} e a energia contida na chapa de polipropileno aquecida $(\dot{m}h_{pp})_2$.

No volume de controle correspondente à região do molde (V.C.2), entram a energia contida na chapa de polipropileno aquecida $(\dot{m}h_{pp})_2$, a potência elétrica usada na movimentação do conjunto $Pot_{ele,2}$, e a energia da água de refrigeração $(\dot{m}h_a)_1$. Deixam o V.C.2 a taxa de transferência de calor por convecção $Q_{conv,2}$, a potência dos componentes do sistema pneumático Pot_p , a energia no escoamento de água $(\dot{m}h_a)_2$, agora aquecida devido a troca de calor com o material polimérico no molde, e a energia contida no material polimérico, agora dividido em copos termoformados $(\dot{m}h_{pp})_{3,1}$ e as aparas que sobram da chapa $(\dot{m}h_{pp})_{3,2}$.

Este balanço de energia será detalhado na próxima seção. As propriedades do ar e da água foram obtidas do banco de dados do software EES, bem como os fatores de forma para o cálculo das trocas de calor por radiação na estufa. As emissividades para cálculo de radiação foram coletadas da literatura (Tabela de emissividade Contemp [10], Bergman *et al.*, 2015).

4.2 Equacionamento - Estufa

Além da hipótese de regime permanente, a chapa de material polimérica é considerada fina, de acordo com a classificação de Throne (2008). Neste caso, não será considerada a troca de calor por condução através da chapa, mas apenas dela com o meio ao seu redor.

Para o cálculo da vazão mássica de polipropileno foi utilizada a equação (4.1):

$$\dot{m}_{pp} = \rho_{pp} \cdot Vel_{pp} \cdot A_{t,pp} \quad (4.1)$$

onde \dot{m}_{pp} é a vazão mássica de polipropileno [kg/s], ρ_{pp} é a massa específica do polipropileno [kg/m³], Vel_{pp} é a velocidade da chapa de polipropileno [m/s] e $A_{t,pp}$ é a área da seção transversal da lâmina [m²].

A velocidade Vel_{pp} é definida por meio da velocidade de produção da termoformadora, que é mensurada em ciclos por minuto. Dados o tempo de ciclo [t_{ciclo}] e o deslocamento total da chapa durante um ciclo [L_{ciclo}], é possível obter-se a velocidade média da chapa de polipropileno, através da equação (4.2):

$$Vel_{pp} = \frac{L_{ciclo}}{t_{ciclo}} \quad (4.2)$$

A área da seção transversal da chapa [$A_{t,pp}$] é facilmente encontrada pela equação (4.3),

$$A_{t,pp} = esp_{pp} \cdot larg_{pp} \quad (4.3)$$

onde, esp_{pp} [m] é a espessura da chapa e $larg_{pp}$ [m] sua largura.

As taxa de transferência de calor de radiação são modelados com base na aproximação de troca líquida radiante entre superfícies cinza e difusas no interior de confinamentos, representados pelas equações (4.4) e (4.5),

$$Q_i = \frac{Eb_i - J_i}{(1 - \varepsilon_i)/\varepsilon_i \cdot A_i} \quad (4.4)$$

$$\frac{Eb_i - J_i}{(1 - \varepsilon_i)/\varepsilon_i \cdot A_i} = \sum_{j=1}^N \frac{J_i - J_j}{(A_i F_{ij})^{-1}} \quad (4.5)$$

onde Q_i é a taxa de transferência de calor líquida por radiação emitida pela superfície i [W], Eb_i é a emissão de corpo negro da superfície i [W/m²], J_i é a radiosidade da superfície i [W/m²], ε_i é a emissividade da superfície i , A_i é a área da superfície i [m²] e F_{ij} é o fator de forma entre a superfície i e uma superfície j qualquer. Este equacionamento significa que a taxa de transferência de calor líquida por radiação da superfície em análise (superfície i) é igual à soma da transferência de calor líquida para todas as demais superfícies dentro do seu campo de visão (superfícies j), conforme descrito por Bergman *et al.* (2015).

A configuração da máquina é aproximada por duas cavidades conforme mostrado na Figura 4.4. A cavidade superior é constituída pela superfície do painel superior, pela superfície da chapa de plástico e pelas superfícies laterais imaginárias que fecham a cavidade. De forma semelhante, a cavidade inferior é constituída pela superfície do painel inferior, pela superfície da chapa de plástico e pelas superfícies laterais imaginárias que fecham a cavidade. A formulação é utilizada para ambas as cavidades de forma paralela no modelo matemático.

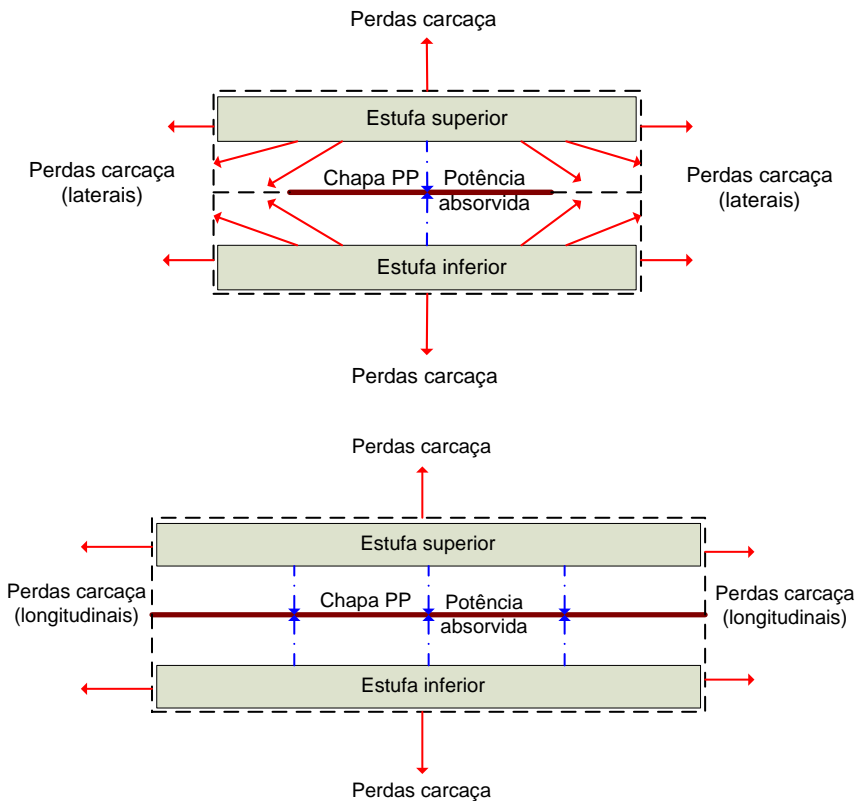


Figura 4.4 - Esquema das trocas de calor na seção radiante das termoformadoras.

Fonte: Elaborado pelo autor.

A perda de calor através do isolamento das resistências é estimada pelo cálculo da transferência de calor por convecção natural ($Q_{pd,cn}$ [W]) e por radiação ($Q_{pd,rad}$ [W]) das superfícies superior, inferior e lateral da carcaça que envolve as resistências conforme as equações (4.6) e (4.7):

$$Q_{pd,cn} = \bar{h}_{cn,c} \cdot A_c \cdot (\bar{T}_c - T_a) \quad (4.6)$$

$$Q_{pd,rad} = \varepsilon_c \cdot \sigma \cdot A_c \cdot (\bar{T}_c^4 - T_a^4) \quad (4.7)$$

onde $\bar{h}_{cn,c}$ é o coeficiente de convecção natural médio [W/m².K], A_c é a área da superfície da carcaça (lateral, superior ou inferior) das resistências [m²], \bar{T}_c é a temperatura desta superfície [°C], T_a é a temperatura do ambiente externo [°C], ε_c é a emissividade da superfície da carcaça e σ representa a constante de Stefan-Boltzmann.

Para o cálculo do coeficiente de convecção natural nas superfícies da carcaça são empregas as correlações empíricas de placa horizontal com superfície quente para cima $\overline{Nu}_{cn,z}$, equação (4.8), placa vertical aquecida $\overline{Nu}_{cn,s}$, equação (4.9), e placa horizontal com superfície quente para baixo $\overline{Nu}_{cn,n}$, equação (4.10), conforme descrito por Bergman *et al.* (2015).

$$\overline{Nu}_{cn,z} = 0,15 \cdot Ra_{cn,z}^{1/4} \quad (4.8)$$

$$\overline{Nu}_{cn,s} = \left\{ 0,825 + \frac{0,387 \cdot Ra_{cn,s}^{1/6}}{\left[1 + \left(\frac{0,492}{Pr_{cn,s}} \right)^{9/16} \right]^{8/27}} \right\}^2 \quad (4.9)$$

$$\overline{Nu}_{cn,n} = 0,52 \cdot Ra_{cn,n}^{1/5} \quad (4.10)$$

onde $Pr_{cn,s}$ representa o número de Prandtl do ar na região lateral da carcaça, e o número de Rayleigh é exposto na equação (4.11):

$$Ra_{cn,i} = \frac{g \cdot \beta_i \cdot (\bar{T}_i - T_{amb}) \cdot L_i^3}{\alpha_i \cdot \mu_i} \quad (4.11)$$

onde g é a gravidade local [m/s²], β_i é a expansividade do ar sobre a superfície i [1/K], α_i é a difusividade térmica do ar sobre a superfície i [m²/s], μ_i é a viscosidade dinâmica do ar sobre a superfície i [kg/m.s]. L_i representa o comprimento característico da superfície i , que pode ser definida como a área da superfície sobre o seu perímetro. \bar{T}_i é a temperatura média da superfície i .

A equação (4.12) mostra como obter o coeficiente de convecção (\bar{h}) através do número de Nusselt médio (\overline{Nu}):

$$\bar{h} = \frac{(\overline{Nu} \cdot k)}{L} \quad (4.12)$$

onde k representa a condutividade térmica do meio [W/m.K] e L é o comprimento deste meio.

A partir do equacionamento exposto é possível encontrar a quantidade total de energia absorvida pela chapa de PP ($Q_{pp,e}$ [W]), a energia gasta na estufa ($Q_{e,inf}$ e $Q_{e,sup}$) e a energia perdida nesta etapa do processo ($E_{pd,e}$ [W]), conforme é expostos nas equações (4.13) a (4.17),

$$Q_{pp,e} = Q_{pp,e,sup} + Q_{pp,e,inf} + Q_{51inf} + Q_{52inf} + Q_{51sup} + Q_{52sup} \quad (4.13)$$

$$Q_{e,sup} = Q_{pp,e,sup} + Q_{31sup} + Q_{32sup} + Q_{51sup} + Q_{52sup} + Q_{41sup} + Q_{42sup} + Q_{sup,c,conv} + Q_{sup,c,rad} \quad (4.14)$$

$$Q_{e,inf} = Q_{pp,e,inf} + Q_{31inf} + Q_{32inf} + Q_{51inf} + Q_{52inf} + Q_{41inf} + Q_{42inf} + Q_{inf,c,conv} + Q_{inf,c,rad} \quad (4.15)$$

$$Q_{cr} = Q_{inf,c,conv} + Q_{inf,c,rad} + Q_{sup,c,conv} + Q_{sup,c,rad} \quad (4.16)$$

$$E_{pd,e} = Q_{cr} + Q_{31inf} + Q_{32inf} + Q_{41inf} + Q_{42inf} + Q_{31sup} + Q_{32sup} + Q_{41sup} + Q_{42sup} \quad (4.17)$$

onde Q_{cr} representa as perdas por convecção natural e radiação na carcaça superior e inferior da estufa, $Q_{pp,e,inf}$ e $Q_{pp,e,sup}$ representam a energia absorvida pela chapa de PP na estufa inferior e superior, respectivamente. Q_{reg} representa a troca de calor para a refrigeração da régua,

equação (4.18) e (4.19), e as outras variáveis representam as trocas líquidas de calor por radiação em cada superfície da cavidade da estufa, conforme pode ser visto na Figura 4.5. Por similaridade, $31_{sup} = 32_{sup}$, $51_{sup} = 52_{sup}$, $31_{inf} = 32_{inf}$, $51_{inf} = 52_{inf}$, $41_{sup} = 42_{sup}$ e $41_{inf} = 42_{inf}$.

$$Q_{reg} = \dot{m}_{reg} \cdot (h_{reg,2} - h_{reg,1}) \quad (4.18)$$

$$Q_{reg} = Q_{31inf} + Q_{32inf} + Q_{32sup} + Q_{31sup} \quad (4.19)$$

onde \dot{m}_{reg} é a vazão mássica que água que passa através das réguas para a refrigeração, $h_{reg,2}$ e $h_{reg,1}$ são a entalpia da água na saída e entrada da régua, respectivamente. Para o cálculo de Q_{reg} foi considerada a hipótese de que toda a energia perdida pelas laterais da estufa fosse absorvida pela régua. Os dados de vazão e temperatura de entrada, para a determinação da entalpia, foram extraídos dos testes realizados na termoformadora. A entalpia e temperatura de saída foram calculadas e depois comparadas com o resultado obtido da medição.

A eficiência da estufa é medida como sendo o percentual de energia absorvida pela chapa de PP em relação ao aquecimento total das estufas superior e inferior, segundo a equação (4.20) mostrada abaixo:

$$\eta_e = \frac{Q_{pp,e}}{Q_{e,inf} + Q_{e,sup}} \quad (4.20)$$

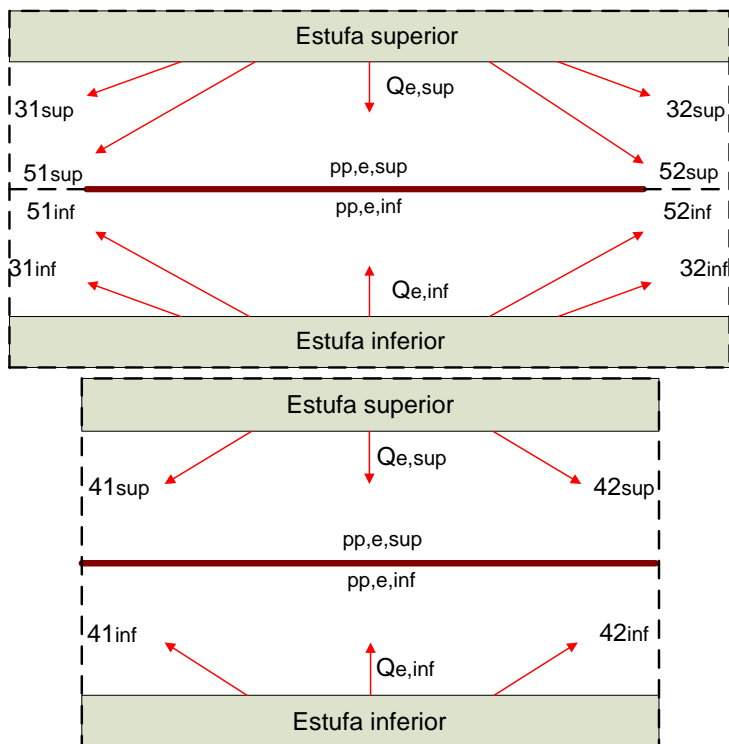


Figura 4.5 – Esquemas das superfícies radiantes dentro da cavidade da estufa.

Fonte: Elaborado pelo autor.

Com os fluxos de energia definidos e a quantidade de calor absorvida pela chapa é possível, com o auxílio da equação (5.1), obter a temperatura da chapa de PP na saída da estufa pelo método iterativo aplicado pelo software EES.

4.3 Equacionamento - Molde

Na região do molde ocorre a moldagem do copo de polipropileno, e para que isso ocorra há a necessidade de ar-comprimido para pré-estiramento, formação e expulsão do copo. Além disso, água refrigerada é utilizada para resfriar o copo até que o mesmo solidifique novamente.

Para o cálculo da potência consumida nas três fontes de ar-comprimido foram utilizados os dados de volume deslocado por ciclo dos experimentos. Estes dados multiplicados pelo número de ciclos que a termoformadora opera por minuto, fornece a vazão de ar-comprimido

consumida na máquina, conforme mostram as equações (4.21), (4.22) e (4.23),

$$V_{exp} = C_{exp} \cdot N_{ciclo} \quad (4.21)$$

$$V_{for} = C_{for} \cdot N_{ciclo} \quad (4.22)$$

$$V_{est} = C_{est} \cdot N_{ciclo} \quad (4.23)$$

onde N_{ciclo} é o número de ciclos que a termoformadora opera por minuto, V_{exp} é a vazão de ar-comprimido na expulsão do copo [m³/min], V_{for} é a vazão de ar-comprimido na formação do copo [m³/min] e V_{est} é a vazão de ar-comprimido para o pré-estiramento do copo no molde [m³/min]. As constantes C_{exp} , C_{for} , e C_{est} foram obtidas das medições de vazão de ar comprimido, conforme será mostrado no próximo capítulo.

Conforme exposto por Rocha e Monteiro (2016), com os dados de potência nominal do compressor e do valor da descarga livre efetiva é possível encontrar a potência consumida em cada fonte através da equação (4.24).

$$Pot_{exp} = \frac{V_{exp} \cdot 60 \cdot Pot_{comp}}{Dc} \quad (4.24)$$

onde Pot_{comp} é a potência nominal do compressor [W], Dc é a descarga livre efetiva do compressor [m³/h]. Este último termo pode ser compreendido como a quantidade de ar que o compressor, em sua potência e pressão nominais, descarrega para o ambiente. Esta equação representa a potência consumida na expulsão dos copos, mas pode ser replicada para o ar de formação e pré-estiramento.

Para a modelagem da refrigeração do material dentro do molde, foram utilizadas as medições de vazões de água na cavidade, faca e régua, e as temperaturas de entrada e saída de água em cada um destes pontos, a temperatura da superfície do molde e a temperatura da água na entrada e saída do *chiller*. As equações que governam o resfriamento do material são as de troca de calor entre a água e o polipropileno, que no modelo matemático são definidas pelas variações de entalpia de ambas as substâncias, mais as perdas para o ambiente por convecção e radiação.

As equações (4.24) e (4.25) apresentam o balanço de energia para a massa de polipropileno, tanto como copos e como massa restante que segue para o picador:

$$Q_{pp,m,cp} = (h_{pp,e} \cdot \dot{m}_{pp,cp}) - Q_{cv} - Q_f - E_{pd,m} \quad (4.25)$$

$$Q_{pp,m,l} = (h_{pp,e} \cdot \dot{m}_{pp,l}) - Q_{pd,cf} \quad (4.26)$$

onde $Q_{pp,m,cp}$ é a energia restante nos copos de PP termoformados [W], $Q_{pp,m,l}$ é a energia restante na lâmina de PP que vai para o picador [W], Q_{cv} é a energia retirada pela água durante o resfriamento da região da cavidade no molde [W], Q_f é a energia retirada pela água durante o resfriamento da região da faca no molde [W], $E_{pd,m}$ são as perdas de energia por radiação e convecção no molde [W], $Q_{pd,cf}$ representa a perda de energia na lâmina por convecção forçada devido ao ar de expulsão do molde. $\dot{m}_{pp,cp}$ e $\dot{m}_{pp,l}$ são, respectivamente, a vazão mássica dos copos de PP e do restante da lâmina após o corte durante a moldagem. A soma destes componentes resulta na vazão mássica total de polipropileno, \dot{m}_{pp} . Para o cálculo da vazão mássica dos copos, foi utilizada a recomendação da NBR 14865-2012 para massa do copo de 200 ml. Assim, a vazão mássica dos copos fica definida pela equação (4.27), como:

$$\dot{m}_{pp,cp} = \frac{(N_{cv} \cdot m_{pp,cp})}{t_{ciclo}} \quad (4.27)$$

onde N_{cv} é o número de cavidades no molde, $m_{pp,cp}$ é a massa do copo definida pela norma, t_{ciclo} é o tempo de duração de um ciclo.

Para a determinação da energia retirada das cavidades Q_{cv} e da faca Q_f foram utilizadas as equações (4.28) e (4.29) e os dados obtidos dos testes realizados na termoformadora, como a vazão de água em cada ponto e as temperaturas para a determinação da entalpia.

$$Q_{cv} = \dot{m}_{cv} \cdot (h_{cv,2} - h_{cv,1}) \quad (4.28)$$

$$Q_f = \dot{m}_f \cdot (h_{f,2} - h_{f,1}) \quad (4.29)$$

onde \dot{m}_{cv} e \dot{m}_f são as vazões de água medidas para as regiões da cavidade e faca, e h_{cv} e h_f são as entalpias da água na região da cavidade e faca, respectivamente, que foram calculadas a partir da temperatura registrada nos testes. Os índices 1 e 2 representam a entrada e saída de água nas regiões já comentadas.

As trocas de calor Q_{cv} , Q_f e Q_{reg} (apresentada na seção anterior) juntas, mais as perdas de calor ao longo da tubulação e as perdas no molde, todas somadas formam a energia de refrigeração proporcionada pelo *chiller* (Q_{chil}), e esta energia é determinada pela equação (4.30).

$$Q_{chil} = (\dot{m}_f + \dot{m}_{cav} + \dot{m}_{reg}) \cdot (h_{chil,2} - h_{chil,1}) \quad (4.30)$$

onde $h_{chil,2}$ e $h_{chil,1}$ são as entalpias da água na entrada e saída do *chiller*, respectivamente. As perdas ao longo da tubulação são estimadas pela subtração de Q_{cv} , Q_f , Q_{reg} e $E_{pd,m}$ de Q_{chil} .

Dividindo Q_{chil} pelo COP nominal do *chiller* é possível encontramos a potência elétrica consumida no sistema de refrigeração.

As perdas de calor no molde ($E_{pd,m}$ [W]) foram equacionadas similarmente às perdas na carcaça da estufa, aplicando as equações de convecção natural nas faces abertas ao meio-ambiente. Apenas no caso da parte inferior do molde, o qual se desloca para fazer a abertura e fechamento para a termoformagem, foram aplicadas equações para convecção forçada.

As equações para determinar o coeficiente de convecção natural seguiram conforme as equações (4.8) a (4.12), onde apenas houve alterações na temperatura do molde em relação à estufa e consequentemente nas propriedades do ar ao redor. Lembrando que as propriedades foram calculadas como a média entre as temperaturas do molde e do ar ambiente, e com o auxílio do banco de dados do software EES.

Para determinar o coeficiente de convecção forçada na parte inferior do molde foi utilizada a correlação empírica para escoamento turbulento sobre uma placa isotérmica, conforme descrita por Bergman *et al.* (2015), e apresentada na equação (4.31),

$$\overline{Nu}_{m,cf} = 0,0592 \cdot Re_m^{4/5} \cdot Pr_m^{1/3} \quad (4.31)$$

onde Pr_m é o número de Prandtl do ar na região do molde, e $Re_{m,cf}$ é o número de Reynolds determinado pela equação (4.32),

$$Re_m = \frac{\rho_{ar} \cdot Vel_{ab,m} \cdot L_m}{\nu_{ar}} \quad (4.32)$$

onde ν_{ar} é a viscosidade cinemática do ar [m^2/s] e L_m é a largura do molde [m].

É assumida a hipótese de que o molde pode ser representado como um bloco de alumínio com temperatura uniforme. A velocidade de abertura e fechamento do molde ($Vel_{ab,m}$) pode ser encontrada utilizando a abertura total entre o molde inferior e superior (0,22 m) e o tempo necessário para se percorrer um ciclo da termoformadora.

Assim puderam ser determinadas as trocas de calor por convecção natural e forçada ($Q_{m,cn,cf}$ [W]), e por radiação ($Q_{m,rad}$ [W]) em cada face do molde (laterais, superior e inferior), conforme as equações (4.33) e (4.34).

$$Q_{m,cn,cf} = \bar{h}_m \cdot A_m \cdot (\bar{T}_m - T_{amb}) \quad (4.33)$$

$$Q_{m,rad} = \varepsilon_m \cdot \sigma \cdot A_m \cdot (\bar{T}_m^4 - T_{amb}^4) \quad (4.34)$$

onde \bar{h}_m é o coeficiente de convecção médio [$W/m^2.K$], que pode ser determinado pela equação (4.8) (mediante as alterações necessárias), A_m é a área da superfície do molde (lateral, superior ou inferior) [m^2], \bar{T}_m é a temperatura média desta superfície [$^{\circ}C$], e ε_m é a emissividade da superfície do molde de alumínio. A somatória destas trocas de calor determinam as perdas do molde.

Para a determinação da perda de calor da lâmina que não foi aproveitada na moldagem do copo é utilizada a correlação empírica do número de Nusselt médio ($\overline{Nu}_{l,f}$) para convecção forçada em placa plana apresentada na equação (4.35).

$$\overline{Nu}_{l,cf} = 0,680 \cdot Re_l^{1/2} \cdot Pr_l^{1/3} \quad (4.35)$$

onde o índice l representa que os números de Prandtl e Reynolds foram encontrados com as propriedades do ar na região da saída da lâmina do molde.

Neste caso, tem-se duas trocas de calor principais, uma determinada pela velocidade da chapa de PP, onde já foi calculada a velocidade média, e a outra pela velocidade do ar na expulsão do copo. Em ambos, a troca de calor da chapa foi considerada com o ar a temperatura ambi-

ente. Para o cálculo da velocidade do ar na expulsão do copo foi considerada a sua vazão obtida nos testes e a área da seção transversal determinada pela largura da chapa de PP e pela abertura total do molde.

Determinada as perdas de calor e a quantidade de energia total que é carregada pela chapa de PP, é possível encontrar as temperaturas finais da chapa e do copo termoformado com o auxílio da equação (5.1).

O programa desenvolvido está listado no Apêndice A.

5 RESULTADOS E ANÁLISE

A seguir, são apresentados os resultados das medições realizadas na máquina termoformadora, os resultados da modelagem, a comparação entre previsões e medições e a geração de alternativas para aumento de eficiência energética.

5.1 Propriedades e parâmetros de simulação

A chapa em questão utilizada é de polipropileno com espessura de 0,52 mm e largura de 975 mm, fornecida em uma bobina com peso aproximado de 800 kg. Segundo a NBR 14865-2012, a massa do copo de 200 ml é de 0,0018 kg.

A máquina opera com velocidade de 24,3 ciclos por minuto, o que resulta em um tempo de ciclo [t_{ciclo}] de 2,47 s. O deslocamento total da chapa durante um ciclo [L_{ciclo}] é 690 mm. As estufas e molde tem seu dimensional já descrito na Tabela 3.2 e Tabela 3.3. As distâncias entre a chapa polimérica e a estufa superior e inferior utilizadas foram, respectivamente, de 20 mm e 190 mm.

Para as condições ambiente foram considerados a pressão atmosférica com 101.325 Pa [P_{atm}], temperatura de 32 °C [T_{amb}] e gravidade local 9,81 m/s² [g].

As propriedades do polipropileno, bem como sua massa específica [ρ_{pp}], utilizadas no modelo matemático, são apresentadas por Throne (2008) e apresentados na Tabela 5.1

Tabela 5.1 – Propriedades do polipropileno

Propriedade	Polipropileno
Massa específica [kg/m ³]	910
Condutividade térmica [W/m-K]	0,21
Calor específico [J/kg-K]	3391
Difusividade térmica [m ² /s]	$6,8 \times 10^{-8}$
Emissividade*	0,95

* Dado obtido pelo Labcet – Laboratório de Combustão e Engenharia de Sistemas Térmicos.

Fonte: Throne (2008).

Conforme apresentado por Illig (2001), a entalpia dos materiais poliméricos não segue uma tendência linear com relação à temperatura

em toda a faixa de temperatura de interesse. Assim, com base na Figura 2.1, ajustou-se uma equação para a entalpia do PP em função da temperatura, na forma da equação (5.1):

$$T_{pp} = \frac{\ln\left(\frac{h_{pp}}{41,657}\right)}{0,0134}, 41\text{ }^{\circ}\text{C} \leq T_{pp} \leq 170\text{ }^{\circ}\text{C} \tag{5.1}$$

onde, T_{pp} é a temperatura da chapa de polipropileno [°C], h_{pp} é a entalpia do PP [J/kg]. No Apêndice B é possível visualizar como foi realizada a comparação entre T_{pp} e a curva de entalpia.

5.2 Medições

Os testes na termoformadora foram realizados ao longo de 4 meses, de outubro de 2015 à fevereiro de 2016, na NTS – Máquinas e Equipamentos (Criciúma – SC). Três termoformadoras, de mesmo modelo, foram utilizadas neste período. Isso se deve à programação de entregas da empresa e o curto espaço de tempo para teste em cada máquina. Os testes geralmente eram feitos durante visitas de clientes, onde a máquina era ligada para produzir copos de PP para amostra.

Os resultados aqui obtidos foram inseridos na simulação e/ou usados como base de comparação com os resultados da simulação, que foi adaptada para esta máquina/molde especificamente, por ser um dos produtos mais comercializados pela empresa.

5.2.1 Vazão de água de refrigeração

As vazões medidas nos respectivos pontos de monitoração são mostradas nas Tabela 5.2 a Tabela 5.5.

Tabela 5.2 – Valores médios de medição de vazão de água para o hidrômetro LXSC-E.

	Vazão de água [m³/h]	Desvio-padrão
Pré-aquecedor 1	0,639	0,004
Régua 1	0,434	0,002
Cavidade 1	2,780	0,037
Cavidade 2	2,621	0,009
Faca 1	2,488	0,010
Faca 2	2,387	0,047

Fonte: Elaborada pelo autor.

Tabela 5.3– Valores médios de medição de vazão de água para o hidrômetro LXSC-5E.

	Vazão de água [m³/h]	Desvio-padrão
Pré-aquecedor 1	0,620	0,014
Régua 1	0,485	0,003
Cavidade 1	-	-
Cavidade 2	-	-
Faca 1	-	-
Faca 2	-	-

Fonte: Elaborada pelo autor.

Tabela 5.4 – Valores médios de medição de vazão de água para o hidrômetro LXSC-7E.

	Vazão de água [m³/h]	Desvio-padrão
Pré-aquecedor 1	-	-
Régua 1	-	-
Cavidade 1	3,632	0,039
Cavidade 2	3,624	0,066
Faca 1	2,938	0,060
Faca 2	2,816	0,029

Fonte: Elaborada pelo autor.

Tabela 5.5 – Valores médios de medição de vazão de água para o hidrômetro LXSC-20E.

	Vazão de água [m³/h]	Desvio-padrão
Pré-aquecedor 1	-	-
Régua 1	-	-
Cavidade 1	4,227	0,038
Cavidade 2	4,214	0,015
Faca 1	3,240	0,034
Faca 2	3,083	0,018

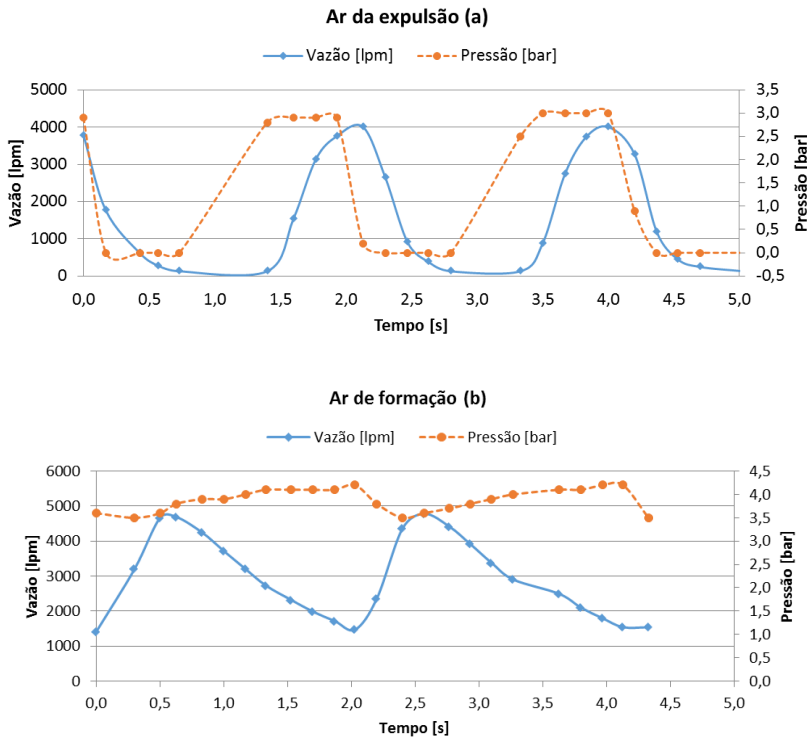
Fonte: Elaborada pelo autor.

Nota-se que as maiores vazões de água são aquelas que abastecem a cavidade e as facas, sendo, aproximadamente, 4,2 m³/h e 3,2 m³/h respectivamente.

As linhas do pré-aquecedor 2 e régua 2 não foram medidas pois têm as mesmas dimensões que a linha do pré-aquecedor 1 e régua 1, respectivamente, sendo, então, as vazões consideradas iguais. Para a utilização no modelo matemático foram escolhidos os resultados do hidrômetro LXCS-E, pois com as vazões de outros modelos não era possível estabelecer trocas de calor entre polímero e água dentro de limites termodinâmicos.

5.2.2 Vazão e pressão de ar-comprimado

A Figura 5.1 apresenta os valores medidos para cada um dos 3 pontos de medição.



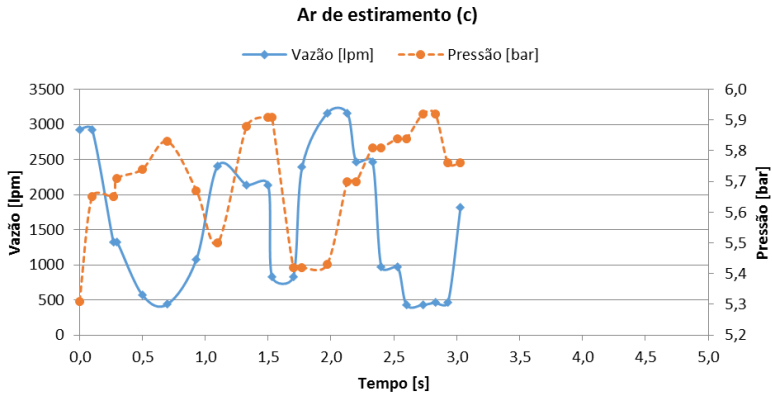


Figura 5.1 – Vazão e pressão do ar comprimido em função do tempo de operação em cada ponto de medição. (a) Ar de expulsão; (b) ar de formação; (c) ar de estiramento.

Fonte: Elaborado pelo autor.

O volume de ar deslocado é obtido através do cálculo da área do trapézio abaixo da linha do gráfico da Figura 5.1, conforme:

$$Volume\ deslocado = \frac{(Vazão\ 2 + Vazão\ 1) \cdot (\Delta t)}{2}$$

(5.2)

onde a *Vazão 2* é a vazão medida num instante Δt posterior à *Vazão 1*.
A Tabela 5.6 apresenta os valores estimados de vazão média para cada um dos 3 pontos de medição.

Tabela 5.6 – Dados de vazão obtidos com as medições realizadas.

	Ar de expulsão	Ar de forma- ção	Ar de estiramento
Ciclos/minuto	29,4	29,2	30,0
Volume deslocado por ciclo [m³]	0,0539	0,105/0,292*	0,0573
Vazão [m³/min]	1,59	3,07	1,72

* Obtido com base nos dados da empresa NTS.
Fonte: Elaborada pelo autor.

Nota-se que a vazão máxima é aquela do ar de formação sendo quase o dobro da vazão do ar de expulsão. Mas mesmo assim, é um

valor muito menor que o calculado pela NTS com base nos volumes preenchidos durante o tempo de ciclo (8,76 m³/h). Os demais pontos ficaram condizentes com a experiência da NTS.

5.2.3 Temperaturas

Todas as medições foram realizadas com a termoformadora operando à 24,3 ciclos/minuto. As medições sobre a lâmina e o copo na saída do molde foram extremamente difíceis de registrar, pois a lâmina balançava muito e os copos eram lançados soltos pelo ar. As medições nos copos foram possíveis usando uma estratégia de não cortar os copos e, apenas termoformá-los, impedindo que fossem lançados ao ar.

A Tabela 5.7 apresenta os resultados das medições do termopar posicionado sobre a lâmina:

Tabela 5.7 – Temperaturas medidas com termopar tipo K.

	Temperatura [°C]	Desvio-padrão
Entrada da estufa – Lado direito	30,4	0,1
Entrada da estufa – Meio	33,2	0,3
Entrada da estufa – Lado esquerdo	31,9	0,1
Entrada da estufa – Média	31,8	0,3
Saída da estufa – 1º vídeo	161,0	0,6
Saída da estufa – 2º vídeo	155	3
Saída da estufa - Média	158	3
Saída da lâmina molde	80,9	0,2
Saída do copo molde	43,0	0,5

Fonte: Elaborada pelo autor.

Observa-se que a lâmina atinge uma temperatura aproximada de 158 °C imediatamente antes de entrar no molde. A partir do contato com as paredes refrigeradas das cavidades, a lâmina é resfriada até a temperatura aproximada de 80,9 °C. Devido à operação de desmoldagem, o copo resfria um pouco mais com o jato de ar da expulsão, chegando a temperatura aproximada de 43 °C.

Na Tabela 5.8 são mostrados os resultados obtidos com o PT-100 para o sistema de refrigeração da máquina.

Tabela 5.8 – Temperaturas medidas com PT-100.

	Temperatura [°C]	Desvio-padrão
Entrada da faca	10,4	0,6
Saída da faca	11,1	0,5
Entrada da cavidade	10,4	0,5
Saída da cavidade	12,7	0,5
Entrada da régua	10,2	0,6
Saída da régua	17,2	0,3
Retorno de água – <i>Chiller</i>	12,0	0,5

Fonte: Elaborada pelo autor.

O ganho de temperatura da água de refrigeração varia entre 1 e 7 °C, sendo o maior ganho registrado na régua.

Uma desvantagem do controlador proporcional de temperatura (controlador utilizado) é a sua incapacidade, em geral, de eliminar erros estacionários, que surgem após uma mudança de valor alvo (*set point*) ou uma perturbação constante na saída (OGATA, 2003). Como o ganho de temperatura no sistema de refrigeração é pequeno, se fez necessário eliminar o erro estacionário embutido no controlador.

Para as medições realizadas com PT-100 foi definida uma constante de correção (valor de *offset*) para cada controlador de temperatura, ou seja, os valores marcados no controlador tiveram que ser corrigidos por um valor pré-estabelecido e conhecido.

O procedimento adotado para a correção dos valores seguiu a seguinte metodologia: somente o *chiller* foi ligado com uma temperatura pré-estabelecida em 9 °C, marcada pelo próprio controlador de temperatura do *chiller*. Nesse momento, considerou-se que todo o sistema encontrava-se a 9 °C. As temperaturas que os PT-100 registraram foram subtraídas deste valor, resultando nos valores de *offset* apresentados na Tabela 5.9. Nos testes, com a máquina em operação, os valores registrados pelos PT-100 eram corrigidos pelos seus respectivos valores de *offset*.

Tabela 5.9 – Valores de *offset* utilizado nos controladores.

	Temperatura [°C]	<i>Offset</i>
<i>Chiller</i>	9,0	-
Entrada da faca	9,8	- 0,8

Saída da faca	10,2	- 1,2
Entrada da cavidade	10,0	- 1,0
Saída da cavidade	9,7	- 0,7
Entrada da régua	9,1	- 0,1
Saída da régua	10,7	- 1,7
Retorno ao <i>chiller</i>	10,4	- 1,4

Fonte: Elaborada pelo autor.

Outras temperaturas de interesse também foram medidas com o termopar e são apresentadas na Tabela 5.10.

Tabela 5.10 – Temperaturas registradas da carcaça, molde e ambiente.

	Temperatura [°C]	Desvio-padrão
Ambiente	30,3	0,1
Carcaça Superior (350 mm)	84	2
Carcaça Superior (1060 mm)	127,8	0,7
Carcaça Superior (1766 mm)	137	2
Carcaça Superior (2470 mm)	121	1
Carcaça Superior – Alumínio (350 mm)	55	2
Carcaça Superior - Alumínio (1060 mm)	61	3
Carcaça Superior - Alumínio (1766 mm)	67	3
Carcaça Superior - Alumínio (2470 mm)	71	4
Carcaça Inferior (355 mm)	82	3
Carcaça Inferior (1065 mm)	70,1	0,4
Carcaça Inferior (1775 mm)	65,8	0,9
Carcaça Inferior - Alumínio (355 mm)	50	4
Carcaça Inferior - Alumínio (1065 mm)	59	3
Superfície do molde	15,4	0,2

Fonte: Elaborada pelo autor.

5.2.4 Potência elétrica

Na Tabela 5.11 são mostrados os resultados obtidos com o analisador de energia.

Tabela 5.11 – Potências medidas pelo analisador de energia.

	Potência [kW]	Tempo decorrido
Estufa superior	23,5	15:42 à 15:56 h
Estufa inferior	23,9	16:00 à 16:04 h
Motor principal	2,14	17:06 à 17:09 h
Motor da régua	0,0014	17:10 à 17:12 h
<i>Chiller</i>	7,1	17:29 à 17:35 h
Compressor de ar	53,2	17:56 à 18:00 h
Motor do pré-aquecedor	0,004	17:13 à 17:16 h
Picador	17,3	10:10 à 10:15 h
Empilhador e embaladeira	0,55	10:50 à 10:53 h

Fonte: NTS Máquinas e equipamentos (2015).

Verifica-se que a potência elétrica total consumida é aproximadamente 128 kW. Desse total, 42 % é consumido no compressor de ar e 37 % nas estufas de aquecimento. Essas operações se apresentam como de maior impacto na redução do consumo energético da máquina. O Chiller representa somente 6 % do consumo de potência elétrica.

5.3 Resultados do modelo matemático

Um dos resultados mais importantes para a simulação da termoformadora são as temperaturas da chapa de PP ao longo do processo, bem como dos copos moldados. Temperaturas médias são empregadas por simplificação de cálculos, pois se sabe que há um gradiente de temperatura ao longo do comprimento e largura da chapa. Apesar de serem apenas temperaturas médias das entradas e saídas dos volumes de controle, elas já fornecem dados suficientes para o balanço energético do equipamento, garantindo precisão nos resultados.

O balanço energético permite mapear a destinação da energia introduzida no sistema através das várias fontes de energia e, assim, oferece subsídios para a atuação tanto no projeto, para a introdução de melhorias, quanto na operação da termoformadora, buscando a racionalização do uso desta energia.

5.3.1 Teste de validação do modelo matemático

Para validar a simulação, a meta foi reproduzir as condições de operação da termoformadora. A Tabela 5.12 mostra os dados de entrada do modelo matemático.

Tabela 5.12 – Dados de operação replicados no software EES.

Espessura da chapa de PP [m]	0,00052
Largura da chapa de PP [m]	0,975
Deslocamento da chapa em 1 ciclo [m]	0,69
Número de ciclos por minuto	24,3
Altura da estufa superior* [m]	0,02
Altura da estufa inferior* [m]	0,19
Temperatura ambiente [°C]	32,0
Gravidade local [m/s ²]	9,81
Pressão atmosférica [Pa]	101325

*Em relação à chapa polimérica.

Fonte: Elaborado pelo autor.

Como já comentado anteriormente, a chapa sofre uma deformação ao longo da estufa devido à alta temperatura, denominada “embarriçamento”. Este fenômeno impede que a estufa inferior esteja mais próxima da chapa polimérica. Como pode ser observada, a altura da estufa superior é menor que a altura da estufa inferior.

A temperatura média dos painéis radiantes é fornecida a partir das medições em cada uma das zonas de aquecimento (zonas 1 à 24 no painel superior e zonas 25 e 26 no painel inferior). Estes valores já são previamente inseridos como dado de entrada da termoformadora e depois ajustados mediante necessidades do processo. A Tabela 5.13 apresenta as temperaturas de cada zona (depois de todos os ajustes de processo) e a temperatura média utilizada como dado de entrada no programa.

Tabela 5.13 – Temperaturas médias das zonas de aquecimento [°C]

Zona 1	644	Zona 14	610
Zona 2	598	Zona 15	640
Zona 3	583	Zona 16	550
Zona 4	575	Zona 17	536

Zona 5	566	Zona 18	517
Zona 6	543	Zona 19	507
Zona 7	546	Zona 20	497
Zona 8	540	Zona 21	488
Zona 9	548	Zona 22	478
Zona 10	553	Zona 23	467
Zona 11	566	Zona 24	518
Zona 12	570	Zona 25	515
Zona 13	592	Zona 26	508
Média Estufa Superior	551	Média estufa Inferior	512

Fonte: Elaborado pelo autor.

A Tabela 5.14 apresenta a comparação entre os valores previstos pelo modelo e os valores medidos.

Tabela 5.14 – Comparação entre as previsões do modelo e as medições na estufa.

	Previsões do modelo	Medições
Temperatura da chapa de PP na saída da estufa [°C]	204,5	158
Potência na estufa superior [kW]	58,2	23,5
Potência na estufa inferior [kW]	32,9	23,9
Temperatura de saída dos copos [°C]	169,8	43,0
Temperatura de saída das aparas [°C]	203,6	80,9

Fonte: Elaborado pelo autor.

Observa-se que a temperatura da chapa polimérica na saída da estufa atinge 204,5 °C de acordo com a simulação. De acordo com Illig (2001), essa temperatura fundiria o material. Uma discrepância é também observada entre as potências calculadas e medidas.

A fim de examinar a causa dessas discrepâncias, os dados de potência medidos foram inseridos no programa, para então obter como resultado a temperatura média das estufas. Com essa mudança as novas temperaturas são apresentadas na Tabela 5.15.

Tabela 5.15 – Novas temperaturas calculadas à partir da potência medida.

Temperatura média estufa superior [°C]	390,0
Temperatura medida estufa inferior [°C]	456,7
Temperatura da chapa de PP na saída da estufa [°C]	152,7
Temperatura de saída dos copos [°C]	51,6
Temperatura de saída das aparas [°C]	151,6

Fonte: Elaborado pelo autor.

O resultado obtido para a temperatura final da chapa de PP foi mais consistente que o anterior, já que durante os testes o material polimérico não ficou totalmente fundido chegando apenas à temperatura de 158 °C, conforme já apresentado na Tabela 5.7. Suspeita-se que os controladores que registram as temperaturas das zonas de aquecimento da estufa durante a operação não estejam representando a temperatura superficial de radiação, mas um valor interno afetado pelas resistências de condução internas às placas radiantes. Nesse, caso elas não podem ser usadas como dados de entrada do modelo proposto.

Já na região do molde, a simulação indica que o copo é expulso a uma temperatura de 51,6 °C, enquanto as aparas deixam o molde a 151,6 °C. De acordo com a Tabela 5.7, a temperatura da lâmina medida nas aparas na saída do molde é de 80,9 °C, portanto muito menor que o valor previsto de 151,6 °C. No entanto, a temperatura medida no copo foi de 43 °C, portanto, apenas 8,6 °C menor do que a prevista na simulação. Questões de segurança e de acesso a esta região da termoformadora também contribuíram para esta diferença causando um erro sistemático na medição de temperatura.

A comparação entre as temperaturas da chapa de PP obtidos pela medição (conforme Tabela 5.7) e pelo modelo pode ser visualizada no gráfico apresentado na Tabela 5.16.

Tabela 5.16 - Comparativo entre os dados de temperatura da chapa de PP medidos e simulados pelo modelo matemático.

	Medições de Temperatura [°C]	Previsões do modelo [°C]
Entrada da estufa – Média	31,8	32
Saída da estufa – Média	158	152,7
Saída da lâmina molde – Média	80,9	151,6
Saída do copo molde	43,0	51,6

Fonte: Elaborado pelo autor.

5.3.2 Balanço energético

Utilizando os valores de potência elétrica das estufas como dados de entrada, foram obtidas as potências e taxas de transferência de calor na termoformadora, e estas são apresentadas no diagrama de Sankey da Figura 5.2 e na Tabela 5.17.

Tabela 5.17 – Taxas de transferência de calor, energias e potências previstas para uma produção de 23,4 ciclos por minuto.

	Potência [W]	Porcentagem do total [%]
Aquecimento estufa - Superior	23,517	-
Aquecimento estufa - Inferior	23.960	-
Potência absorvida pela chapa de PP	38.698	81,5
Perdas de calor – estufa	8.779	18,5
Resfriamento – Cavidade	14.418	36,7
Resfriamento – Faca	3.962	10,1
Resfriamento – Régua	2.426	6,2
Perdas no molde	231	0,6
Perdas na tubulação de água	18.253	46,4
Potência de refrigeração – <i>chiller</i>	39.290	-
Potência elétrica consumida – <i>chiller</i>	19.819	-
Potência – ar de expulsão	6.883	13,4
Potência – ar de formação	37.300	72,4
Potência – ar de estiramento	7.310	14,2
Potência consumida – compressor de ar	51.493	-

Fonte: Elaborado pelo autor.

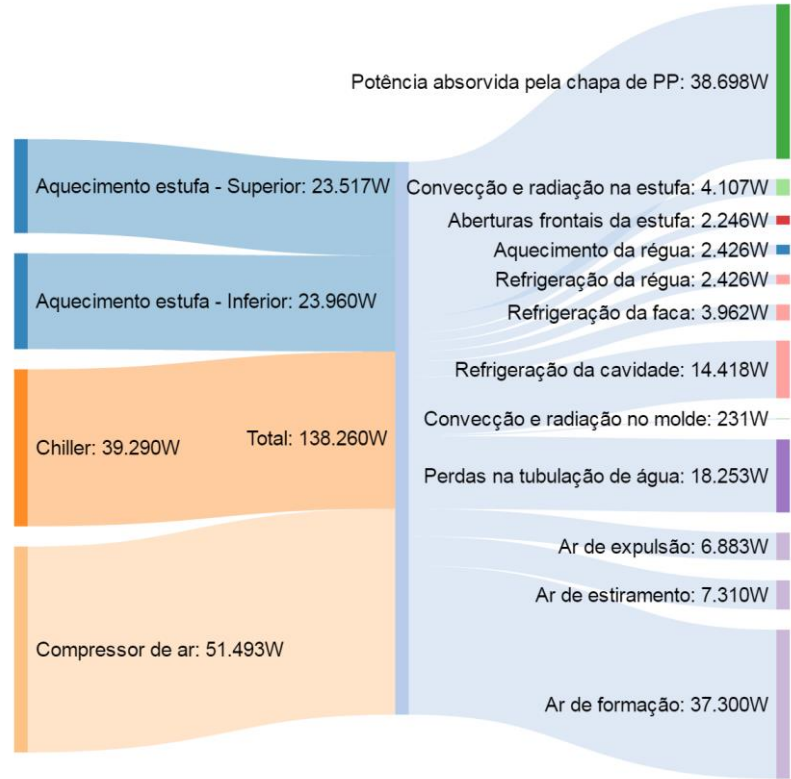


Figura 5.2 - Diagrama de Sankey para a termoformadora com os resultados da simulação.
Fonte: Elaborada pelo autor.

Analisando os resultados para a região da estufa notamos uma eficiência no aquecimento de 81,5 %, com a chapa de PP absorvendo grande parte da energia fornecida. A Tabela 5.18 mostra as perdas na estufa em relação à potência térmica consumida.

Tabela 5.18 – Distribuição das perdas de energia na estufa .		
Perdas por resfriamento da régua [W]	2.426	27,6%
Perdas por convecção e radiação na carcaça [W]	4.107	46,8%
Perdas de calor pelas aberturas frontais [W]	2.246	25,6%
Perdas de calor da estufa [W]	8779	100,0%

Fonte: Elaborado pelo autor.

Verifica-se que, das perdas de calor na estufa, 27,6 % são para o resfriamento da régua, 46,8 % são perdas por convecção natural da carcaça e radiação emitida pela mesma e 25,6 % são as perdas pelas aberturas frontais da carcaça.

Atribui-se as maiores perdas na estufa à falta de isolamento na parte superior da carcaça, permitindo maior perda de calor das resistências para o ambiente externo.

A perda por resfriamento da régua foi pequena devida à temperatura de saída da água calculada ter sido apenas de 12,6 °C. Se fosse utilizada a temperatura medida para este ponto (17,2 °C), a perda de calor teria sido maior, igual a aproximadamente 7.600 W, aumentando o consumo de energia na estufa. Suspeita-se que, como o *chiller* trabalha de maneira intermitente, a medição pode ter sido feita durante o momento que o sistema de resfriamento estivesse desligado. Com uma inércia térmica baixa devido à baixa vazão mássica, a temperatura pode variar rapidamente.

No resfriamento do molde, as grandes perdas ocorrem por conta da própria tubulação que conduz a água. Sem nenhum isolamento, a troca de calor com o ambiente proporciona a perda de 46,5 % do calor total disponível para troca no *chiller* (39.290 W). As perdas por convecção e radiação na carcaça do molde são negligenciáveis, representando menos de 1%.

Para o consumo de ar não foram previstos vazamentos ou limitações de operação do compressor. Assim, isento de qualquer problema, o compressor usa 51,5 kW de potência para atender a termoformadora. O maior gasto é com o ar de formação, o qual representa 72,4 % do total consumido no compressor, utilizando a base de cálculo da NTS (8,76 m³/h). Este cálculo de potência do compressor ficou muito próximo ao medido, conforme mostra a Tabela 5.19.

Tabela 5.19 – Comparação entre valores de potência medidos e simulados.

	Medido [W]	Simulado [W]
Estufa superior	23.500	23.517
Estufa inferior	23.900	23.960
Motor principal	2.140	-
Motor da régua	1,4	-
<i>Chiller</i>	7.100	19,819
Compressor de ar	53.200	51.493
Motor do pré-aquecedor	4,0	-

Picador	17.300	-
Empilhador e embaladeira	550	-

Fonte: Elaborado pelo autor.

Utilizando-se os valor medidos a potência no ar de formação seria de apenas 13,4 kW, e a total de 27,6 kW, muito distante do valor medido *in loco*. Suspeita-se que o equipamento não esteja adequado à alta vazão do ar de formação.

O *chiller* apresentou grande variação de potência, mas suspeita-se que no momento da medição apenas o motor para bombear a água estivesse ligado, ou seja, sem a parte de refrigeração em funcionamento. Devido os limites de tempo dos testes, não houve a possibilidade de repetir o experimento.

Mesmo com pequenas divergências, pode-se verificar que os maiores gastos de energia da termoformadora são as estufas e o compressor.

5.4 Análise de alternativas de aumento de eficiência energética

Visando a análise de cenários de aumento de eficiência energética da termoformadora, nessa seção analisam-se algumas melhorias que poderiam amenizar as perdas associadas ao processo de termoformagem. O programa desenvolvido tem a flexibilidade de alteração de parâmetros e adição de componentes que possam simular os resultados de iniciativas para aumentar a eficiência energética da termoformadora.

5.4.1 Adição de isolamento térmico na carcaça

Dentre as perdas calculadas na estufa, a que mais impactou o balanço foram as perdas na carcaça por radiação e convecção natural. Estas perdas podem ser diminuídas com a adição de isolamento ao redor de toda a carcaça da estufa. O isolante selecionado foi uma manta de lã de rocha aluminizada com 50 mm de espessura, condutividade térmica de 0,04 W/m.K (Protolab, 2013) e emissividade de 0,02 (calculado pela emissividade do alumínio no EES). A escolha deste isolante térmico se deu pela facilidade comercial em obtê-lo.

O isolamento foi modelado no programa como uma resistência térmica entre cada superfície da carcaça e o ambiente, tal como mostrado na equação (5.3):

$$Q_{cn} = \frac{(T_{amb} - \bar{T}_c)}{\left(\frac{1}{h_c \cdot A_c} + \frac{esp_{lr}}{k_{lr} \cdot A_c}\right)} \quad (5.3)$$

onde esp_{lr} é a espessura da lã de rocha e k_{lr} é a sua condutividade térmica.

A lã de rocha aplicada resultou num aumento de eficiência de 81,5 % para 84,9 %. As temperaturas médias ao longo da estufa foram mantidas as mesmas, mas para se atingi-las foi necessária uma potência menor de aquecimento, conforme por ser visto na Tabela 5.20.

Tabela 5.20 – Novas potências das estufas com a aplicação de isolamento na carcaça.

	Com isolamento [W]	Sem isolamento [W]
Estufa superior	21.867	23.517
Estufa inferior	23.700	23.960

Fonte: Elaborado pelo autor.

As perdas na estufa ainda englobam as perdas pelas aberturas frontais e no resfriamento da régua, mas estes dois pontos não foram contemplados no modelo. O resfriamento da régua ainda é um mal necessário para não haver distorções na mesma ao longo da estufa. Já as aberturas frontais podem ser minimizadas, mas demanda um projeto mecânico mais detalhado, o qual não é escopo deste trabalho.

5.4.2 Alteração da folga entre a chapa e as estufas

Na máquina estudada, trabalha-se com 20 mm de folga na estufa superior e 190 mm de folga na estufa inferior. A primeira já está bem próxima à chapa de PP, mas a segunda não.

Simulando a operação com uma folga inferior de 150 mm, obtemos um aumento na eficiência da estufa para 83,3 %. As temperaturas e potências foram mantidas as mesmas, mas a quantidade de energia que é perdida diminuiu para 7.945 W. Isso mostra que o enfoque em aproximar a chapa da estufa resulta em melhora de desempenho energético.

5.4.3 Adição de isolamento térmico nas tubulações de água

O resfriamento da chapa polimérica também demanda energia e representa o terceiro grande consumo na termoformadora. Aqui, de

acordo com os cálculos, a grande perda está na própria tubulação que transporta a água. De acordo com o modelo, são perdidos cerca de 18 kW durante este processo, representando quase metade de toda a potência de resfriamento do *chiller*.

Existem duas formas básicas de amenizar estas perdas na tubulação: diminuir o caminho percorrido pela água do *chiller* até o molde e/ou isolar melhor os tubos e mangueiras deste percurso. Como a modificação de posição do *chiller* ou da termoformadora muitas vezes é impraticável numa empresa devido ao *lay-out*, o mais recomendado seria o isolamento térmico. Um isolante muito utilizado e com bom desempenho são as espumas elastoméricas, com condutividade térmica de 0,03 W/m-K. Pode-se estimar o quanto de economia de energia será alcançado com a aplicação de isolamento térmico sobre a tubulação.

Supondo um tubo com diâmetro nominal de 1.1/2" (diâmetro externo de 48,26 mm e interno com 40,9 mm) e 1 metro de comprimento em aço carbono 1020 (condutividade térmica de 46,44 W/m-K). Considerado a temperatura da parede interna do tubo como a temperatura da água do *chiller*, 9°C, e a temperatura ambiente de 32 °C. Será aplicada uma convecção forçada com uma velocidade transversal sobre o tubo de 1 m/s. O isolante utilizado é o citado acima com 0,05 m de espessura.

A fim de avaliar os coeficientes de transferência de calor, os dados apresentados foram aplicados à correlação para convecção forçada sobre cilindros (\overline{Nu}_{tub}), apresentada por Bergman *et al.* (2015) na equação (5.4):

$$\overline{Nu}_{tub} = 0,193 \cdot Re^{0,618} \cdot Pr^{1/3} \quad (5.4)$$

onde, Re é o número de Reynolds e Pr o número de Prandtl, ambos calculados para o ar tendo como temperatura de referência a média entre a temperatura da superfície do tubo e a ambiente.

Pode-se, agora, calcular a resistência térmica (R) com e sem isolamento, e avaliar a perda de calor em ambos os casos a partir da equação (5.3) já apresentada. A resistência térmica aqui apresentada se trata do divisor da equação (5.3).

Os resultados são apresentados na Tabela 5.21:

Tabela 5.21 – Novas potências das estufas com a aplicação de isolamento na carcaça.

	Com isolamento	Sem isolamento
Número de Nusselt	48,27	25,1
Coefficiente de transferência de calor [$\text{W/m}^2\text{-K}$]	8,5	13,1
Resistência térmica total [K/W]	6,2	0,5
Transferência de calor [W]	3,7	45,7

Fonte: Elaborado pelo autor.

Fica evidente a diferença entre a transferência de calor entre os dois casos, tendo a tubulação com isolamento um gasto energético muito menor. Percentualmente, este valor representa apenas 8,1 % da transferência de calor no tubo sem isolamento.

O mesmo percentual pode ser utilizado para se ter uma estimativa da redução global do consumo de energia pela perda nas tubulações, o que resulta em apenas 1.477 W perdidos ao invés dos 18.253 W.

Com este resultado é possível recalcular o gasto de energia elétrica no *chiller*, que cai para 11.371 W, uma redução de 42,6%. A Tabela 5.22 mostra o novo cenário do *chiller* com a aplicação de isolamento nas tubulações.

Tabela 5.22 – Novas potências recalculadas com a aplicação de isolamento nas tubulações.

	Sem isolamento [W]	Com isolamento [W]
Perdas na tubulação de água	18.253	1.477
Potência de refrigeração do <i>chiller</i>	39.290	22.514
Potência elétrica consumida no <i>chiller</i>	19.819	11.371

Fonte: Elaborado pelo autor.

5.4.4 Novo cenário após melhorias

Aplicando-se as melhorias citadas anteriormente teremos um novo cenário para a termoformadora, elaborado via simulação numérica. Na Tabela 5.23 são apresentadas as novas taxas de transferência de calor e potências para a mesma produção de 23,4 ciclos por minuto utilizada anteriormente. É possível notar a redução de 14 % no consumo de energia da termoformadora, que passou de 138 kW para cerca de 119 kW.

Tabela 5.23 – Comparação entre as taxas de transferência de calor e potências da termoformadora com e sem melhorias.

	Atual [W]	Com melhorias [W]
Aquecimento estufa - Superior	23,517	21.867
Aquecimento estufa - Inferior	23.960	23.216
Potência absorvida pela chapa de PP	38.698	38.698
Perdas de calor – estufa	8.779	6386
Resfriamento – Cavidade	14.418	14.418
Resfriamento – Faca	3.962	3.962
Resfriamento – Régua	2.426	2.167
Perdas no molde	231	231
Perdas na tubulação de água	18.253	1.477
Potência de refrigeração – <i>chiller</i>	39.290	22.255
Potência elétrica consumida – <i>chiller</i>	19.819	11.240
Potência – ar de expulsão	6.883	6.883
Potência – ar de formação	37.300	37.300
Potência – ar de estiramento	7.310	7.310
Potência consumida – compressor de ar	51.493	51.493
TOTAL	138.260	118.832

Fonte: Elaborado pelo autor.

Como já descrito anteriormente, estas melhorias não englobaram o gasto energético de ar-comprimido, ou seja, ainda há possibilidade de incrementos na redução do consumo de energia da termoformadora.

O diagrama de Sankey, exposto na Figura 5.3, dá uma melhor visualização dos pontos que obtiveram melhorias no equipamento.

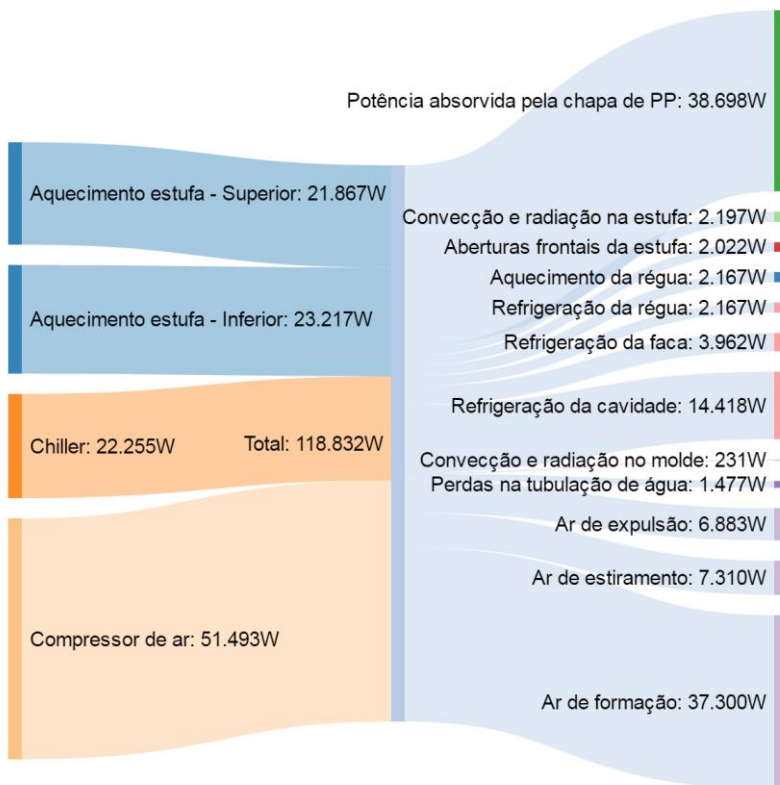


Figura 5.3 - Diagrama de Sankey para a termoformadora com as melhorias propostas.

Fonte: Elaborada pelo autor.

6 CONCLUSÃO

Este trabalho teve como objetivo realizar o balanço energético de uma termoformadora de copos de polipropileno, usando um levantamento experimental de temperaturas e aplicação de balanço de energia. Com estes dados inseridos em um modelo térmico desenvolvido nesse trabalho foi possível analisar o impacto e propor melhorias no equipamento.

O modelo empregado apresentou resultados de temperatura com boa concordância com as medições. Por exemplo, na região de saída da estufa, o modelo indicou uma temperatura de 152,7 °C e as medições de 158 °C, cuja diferença encontra-se dentro das estimativas de erros de medição aleatórios. A exceção foram as temperaturas medidas nas aparas de polímero, copos e nos aquecedores resistivos elétricos.

Com relação às medições de temperatura dos copos e das aparas (restos de chapa não termoformada), enquanto que a simulação indicou que o copo é extraído do molde a uma temperatura de 51,6 °C, as medições indicam uma temperatura de 43 °C. Para as aparas, enquanto a simulação indicou 151,6 °C, as medições indicaram 80,9 °C. Essas diferenças decorrem da dificuldade de acesso à região de saída dos copos e das aparas, causando um erro sistemático de medição de temperatura. No momento, não é possível avaliar a magnitude desse erro sistemático. Portanto, excluindo-se essas medições, considerou-se que a comparação entre o modelo e as medições foi adequada.

Com relação aos aquecedores das estufas, a simulação previu temperaturas médias das zonas de aquecimento inferior e superior de 390 e 456,5 °C, respectivamente. No entanto, as médias de temperatura registradas com os controladores foram de 512 °C para a estufa inferior e 551 °C para estufa superior. Essas diferenças ocorrem porque as medições de temperatura usadas no controle são realizadas dentro das placas aquecedoras, portanto, muito mais próximas da resistência de aquecimento. Por outro lado, as simulações determinam temperaturas superficiais, mais fortemente afetadas pela transferência de calor com o ambiente no interior da estufa. Por isso, conclui-se que as temperaturas medidas para os controladores não podem ser utilizadas na modelagem térmica da estufa como sendo temperaturas superficiais. Porém, podem ser utilizadas no controle pois são sensíveis à potência elétrica empregada no aquecimento do polímero.

O balanço de energia previsto pela simulação indicou um consumo de eletricidade total de 138 kW. O compressor de ar apresenta o maior consumo de energia, com 53,2 kW medidos pelo analisador de energia e 51,5 kW previstos pela simulação. Deste total, 72,4 % são

utilizados no ar de formação dos copos de polipropileno, 14,2 % no ar de estiramento e 13,2 % no ar de expulsão. Na região da estufa, utilizou-se os valores medidos como dados de entrada na simulação, sendo 23,9 kW aplicados na estufa inferior e 23,5 kW na estufa superior. A estufa, em segundo lugar no consumo geral da máquina, apresentou 81,5 % de eficiência. As perdas de energia ocorrem por convecção e radiação com a carcaça (46,8 %), perdas por aquecimento da régua (27,6 %) e para as aberturas frontais da estufa (25,6 %). O *chiller*, responsável pelo resfriamento do molde, consome 19,8 kW de energia de acordo com a simulação. Toda essa energia gera uma potência de troca de calor de 39,3 kW, sendo que 46,5 % desse montante é perdido ao longo da tubulação não isolada. O comparativo com a medição realizada mostrou certa diferença entre os valores, onde o consumo real de energia ficou em apenas 7,1 kW. Como o tempo de duração das medições de potência era de cerca de 1 minuto, e a termoformadora estava em regime operacional pleno, é provável que no momento da medição o compressor do *chiller* pudesse estar desligado, pois ele trabalha de maneira intermitente, estando apenas em funcionamento a bomba d'água. Outros pontos da termoformadora foram analisados e tiveram seus consumos energéticos anotados neste trabalho como: motorização (2145,4 W), picador (17,3 kW) e empilhador e embaladeira (550 W).

Três melhorias foram discutidas para a termoformadora, duas envolvendo isolamento de superfícies e uma melhoria de processo. De acordo com a simulação, todas elas resultaram em aumento de eficiência energética do equipamento.

A primeira melhoria foi a adição de isolamento térmico à carcaça da estufa. Verificou-se que a adição de uma camada de lã de rocha com 50 mm de espessura e condutividade térmica de 0,04 W/m-K resultaria em aumento de eficiência da estufa de 81,5 % para 84,9 %.

A segunda melhoria sugerida foi a diminuição da folga entre a chapa polimérica e a estufa inferior de 190 mm para 150 mm. Essa melhoria resultou num aumento de eficiência da estufa de 81,5 % para 83,3 %.

E por último, a adição de isolamento térmico à tubulação de água fria. O isolamento empregado foi uma espuma elastomérica com condutividade térmica de 0,03 W/m-K. Uma estimativa energética global foi realizada e a redução de consumo de energia elétrica no *chiller* de refrigeração chegou a quase 43 %.

Somando o aumento de eficiência obtido com a adoção dessas possibilidades, verifica-se uma redução de 14 % no consumo de energia. A termoformadora que antes utilizava cerca de 138 kW, com as melho-

rias propostas passaria a consumir aproximadamente 119 kW. Considerando a aplicação destes estudos em todo o mercado ocupado pelas termoformadoras, estima-se que a economia total anual, no cenário brasileiro, poderia chegar até 0,3 GWh.

Os resultados obtidos indicam que o modelo térmico utilizado foi adequado para a análise energética da máquina. O programa desenvolvido pode se tornar uma ferramenta de análise de alternativas de aumento de eficiência energética. O modelo pode também ser aplicado para outras termoformadoras, bastando modificar as dimensões (chapa de material polimérico, estufa, molde) e as variáveis do processo (temperaturas, potência, vazões de ar e água).

Como recomendações para trabalhos futuros citam-se:

- Empregar um modelo de radiação multi-zonas para a estufa, de forma a melhor detalhar as temperaturas nos aquecedores e chapa polimérica;
- Realizar um estudo de aproveitamento da energia de resfriamento do molde no pré-aquecimento da chapa;
- Realizar uma análise detalhada do molde a fim de melhorar o seu projeto térmico;
- Realizar medições durante períodos de operação mais longos a fim de melhorar a estimativa de consumo médio de energia;
- Realizar medições na termoformagem de outros polímeros, tais como poliestireno a fim de verificar a influência das propriedades da chama polimérica na eficiência da termoformadora;
- Estender a análise energética ao pré-aquecedor, picador, empilhador e embaladeira;
- Realizar uma análise econômica das melhorias recomendadas.

REFERÊNCIAS

- [1] ALBUQUERQUE, J.A.C. **Planeta Plástico**. Porto Alegre: Sagra Luzzatto, p.218-219, 2001
- [2] Bajay, S. V., Gorla, F. D., & Bordoni, O. F. (2009). **Os seguimentos industriais energo-intensivos de maiores potenciais técnicos de conservação de energia no Brasil**. São Paulo: Revista Brasileira de Energia.
- [3] BARSET, M. T., KOLBEINSEN, L. TVEIT, H. KJELSTRUP, S. *Exergy based efficiency indicators for de silicon furnace*. *Energy*. V. 90, Parte 2, 2015, p. 1916-1921.
- [4] BERGMAN, T. L. LAVINE, A. S. INCROPERA, F. P. DEWITT, D.P. **Fundamentos de transferência de calor e massa**. 7ª ed. Rio de Janeiro: LTC, 2015.
- [5] BANCO REGIONAL DE DESENVOLVIMENTO DO EXTERMO SUL. **Indústria de copos plásticos descartáveis**: breve panorama da situação atual e das perspectivas do segmento, com ênfase em Santa Catarina. Florianópolis: BRDE, 2006.12 p.
- [6] CANEVAROLO Jr, S.V. **Ciência dos polímeros**. São Paulo: Artliber, 2002. 286p.
- [7] CARVALHO, M. G., NOGUEIRA, M. *Improvement of energy efficiency in glass-melting furnaces, cement kilns and baking ovens*. *Applied Thermal Engineering*. V. 17, 1997, p. 921-933.
- [8] CEMIG - Companhia energética de Minas Gerais. **Alternativas Energéticas: uma visão Cemig**. Belo Horizonte: Cemig, 2012.
- [9] CNI – Confederação Nacional da Indústria. **Eficiência energética na indústria**. Brasília, 2009. 16 p.
- [10] CONTEMP. Tabela de emissividade. Disponível em: http://www.contemp.com.br/downloads/pdf/Tabela_de_Emissividades.pdf. Acessado em 08/10/2015.
- [11] COPOBRAS S/A. PP, PS e EPS, você sabe a diferença? Disponível em: <http://www.copobras.com.br/pt/fatos-e-mitos/materia-prima-embalagens-descartaveis>. Acessado em 03/10/2016.
- [12] DADAM, A. P. **Análise térmica de um forno túnel utilizado na indústria de cerâmica vermelha**. 107 p. Dissertação (Mestrado em

Engenharia Mecânica) – Universidade Federal de Santa Catarina. Florianópolis, 2005.

- [13] DHARIA, A. **Aparato para testes prevê as possibilidades de moldagem de diferentes tipos de chapas** - Plástico Industrial, São Paulo, v.8, n.95, p.24, 2006. Disponível em: <http://www.moldesinjecaoplasticos.com.br/baixarconsulta.asp?codigo=135>. Acesso em 20/09/2015.
- [14] EMPRESA DE PESQUISA ENERGÉTICA (Brasil). **Balanco Energético Nacional 2016: Relatório síntese, ano base 2015**. Rio de Janeiro: EPE, 2016.
- [15] FÁBREGA, F. M. ROSSI, J. S. D'ANGELO, J. V. H. *Exergetic analysis of the refrigeration system in the ethylene and propylene production process*. *Energy*. V. 35, Issue 3, 2010, p. 1224-1231.
- [16] FARNHAM, S. E. A *guide to thermoformed plastic packaging*. Boston: Cahnners Books, 1972. p. 8.
- [17] FLORIAN, J. *Pratical thermoforming: principles and applications*. 2ª edição. New York: Marcel Dekker, Inc., 1996. 391 p.
- [18] GIACONE, E. MANC, S. *Energy efficiency measurement in industrial processes*. *Energy*. V. 38, Issue 1, 2012, p. 331-345.
- [19] GRUPO AVS. Curva de erros do hidrômetro. Disponível em: <http://www.grupoavs.com/sistema/docs/HidrometroLXSC-20E.pdf>. Acesso em 21/01/2015.
- [20] HASANUZZAMAN, M. RAHIM, N. A. HOSENUZZAMAN, M. SAIDUR, R. MAHBUBUL, I. M. RASHID, M. M. *Energy savings in the combustion based process heating in industrial sector. renewable and Sustainable Energy Reviews*. V. 16, 2012, p. 4527-4536.
- [21] HEIDEMANN, L. R. B, RZATKI, J. R. **Redução do consumo de ar comprimido no processo de conformação de copos descartáveis**. Trabalho de conclusão de curso – SATC, Criciúma, 2014.
- [22] ILLIG, A. *Thermoforming - A Practical Guide*. Hanser, Munich, 2001. 242p.
- [23] KANG, J., RONG, Y. *Modeling and simulation of load heating in heat treatment furnaces*. *Journal of Materials Processing Technology*. V. 174, 2006, p. 109-114.

- [24] LAFRATTA, F. H. **Uso de fluido refrigerante, temporariamente confinado, em molde rápido para a injeção de termoplásticos.** 2004. 180 f. Tese (Doutorado) - Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis.
- [25] LOPES, R. S, REIMBRECHT, E. G. **Reaproveitamento do ar de formação em uma termoformadora.** Trabalho de conclusão de curso – SATC, Criciúma, 2011.
- [26] MADAN, J. MANI, M., LEE, J. H., LYONS, K. W. *Energy performance evaluation and improvement of unit-manufacturing processes: injection molding case study.* *Journal of Cleaner Production.* V. 105, 2015, p. 157-170.
- [27] McCONNELL, W. *The oldest infant.* In: Bruins, P. F. (Ed.). *Basic principles of thermoforming.* New York: Gordon and Breach, 1971. p. 3.
- [28] MEAF. Thermoforming, 2012. Disponível em: <http://www.meaf.com/products/thermoforming>. Acesso em: 04/07/2016.
- [29] MONTEIX, S. SCHMIDT, F. LE MAOULT, Y. BEN YEDDER, R. DIRADDI, R. W. LAROCHE, D. *Experimental study and numerical simulation of preform or sheet exposed to infrared radiative heating.* *Journal of Materials Processing Technology.* V. 119, 2001, p. 90-97.
- [30] NOGUEIRA, L. A. **Análise da utilização de energia na produção de etanol.** Campinas: Unicamp, 1987.
- [31] NTS MÁQUINAS E EQUIPAMENTOS. Figura 3.10 - Máquina termoformadora mostrando em detalhe a região do molde. Disponível em: <http://http://www.ntsmaq.com.br/>. Acessado em: 3 de ago. 2015.
- [32] OBA, R. POSSAMAI, T.S. NICOLAU, V. P. *Thermal analysis of a tunnel kiln used to produce roof tiles.* *Applied Thermal Engineering.* V. 63, Issue 1, 2014, p. 59-65.
- [33] OGATA, K. **Engenharia de controle moderno.** 4ª edição. Prentice-Hall, 2003. 800 p.
- [34] PEREIRA, M. C. S; AQUINO, F. M. **Indústria de copos plásticos descartáveis: breve panorama da situação atual e das perspectivas do segmento, com ênfase em Santa Catarina.** Banco Regional

de Desenvolvimento do Extremo Sul. Agência de Florianópolis. Gerência de Planejamento. Florianópolis: BRDE, 2006.

- [35] POSSAMAI, T. S. OBA, R. NICOLAU, V. P. *Numerical and experimental thermal analysis of na industrial kiln used for frit production*. *Applied Thermal Engineering*. V. 48, 2012, p. 414-425.
- [36] PROGELHOF, R. C; THRONE, J. L. *Polymer engineering principles: properties, processes, and tests for design*. Munique: Hanser Publishers, 1993.
- [37] PROTO LAB. Tabela de condutividade térmica de materiais para construção, 2013. Disponível em: <http://www.protolab.com.br/Tabela-Conductividade-Material-Construcao.htm>. Acessado em 15/06/2016.
- [38] ROCHA, C. R.; MONTEIRO, M. A. G. **Manual Prático - Eficiência energética em sistemas de ar-comprimado**. Disponível em: http://arquivos.portaldaindustria.com.br/app/conteudo_18/2014/04/2/6281/ManualArComprimado.pdf. Acessado em: 15/01/2016.
- [39] SALA, G., LANDRO, L. D., CASSAGO, D. *A numerical and experimental approach to optimise sheet stamping technologies: polymers thermoforming*. *Materials & Design*. V. 23, Issue 1, 2002, p. 21-39.
- [40] SARDESHPANDE, V., Gaitonde, U.N. BANERJEE, R. *Model based energy benchmarking for glass furnace*. *Energy Conversion and Management*. V. 48, Issue 10, 2007, p. 2718-2738.
- [41] SCHMIDT, F. M. LE MAOULT, Y. MONTEIX, S. *Modelling of infrared heating of thermoplastic sheet used in thermoforming process*. *Journal of Materials Processing Technology*. V. 143-144, 2003, p. 225-231.
- [42] SILVA, H. M. **Desenvolvimento de uma termoformadora compacta para produtos descartáveis**. 142 p. Dissertação (Mestrado em Mecatrônica) – Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia de Santa Catarina, Florianópolis, 2013.
- [43] SMC. Tabela 3.5 – Dados dos equipamentos utilizados na medição de pressão e vazão de ar-comprimado. Disponível em: https://www.smc.eu/portal_ssl/WebContent/main/index_restyling.js_p?is_main=yes . Acesso em 11/02/2016.

- [44] STIJEPOVIC, M. Z., LINKE, P. *Optimal waste heat recovery and reuse in industrial zones*. *Energy*. V. 36, Issue 7, 2011, P. 4019-4031.
- [45] TAPASA, K. JITWATCHARAKOMOL, T. *Thermodynamic calculation of exploited heat used in glass melting furnace*. *Procedia Engineering*. V. 32, 2012, p. 969-975.
- [46] THRONE, J. L. *Understanding thermoforming*. 2ª edição. Munique: Carl Hanser Verlag, 2008. 288 p.
- [47] THRONE, J. L. *Technology of thermoforming*. 1ª edição. Munique: Carl Hanser Verlag, 1996. 882 p.
- [48] TURCI, L. *Breve Rassegna sui Processi di Termoformatura*. 2007 Disponível em:
https://www.ingmoold.unimore.it/CampusOne/VisualizzazioneIngegneria/StreamFile.asp?File=../MaterialeDidattico/Matdidattico5610/Termoformatura_LTurci_2007.pdf. Acesso em: 19/10/2015.
- [49] VILELA, A. **Análise e otimização global de uma linha de extrusão**. 135 p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Química) - Instituto Politécnico do Porto. Porto, 2011.
- [50] WIKIPÉDIA. Isolante térmico. Disponível em:
https://pt.wikipedia.org/wiki/Isolante_t%C3%A9rmico. Acessado em 01/07/2016.

APÊNDICE A

Modelo matemático desenvolvido no software EES:

"MODELO ENERGÉTICO - TERMOFORMADORA NTS"

$$P_{\text{atm}} = 101325 \text{ [Pa]}$$

$$T_{\text{amb}} = 32 \text{ [C]}$$

com termopar!"

!"Medido

$$g = 9,81 \text{ [m/s}^2\text{]}$$

$$\text{Preço}_{\text{kwh}} = 0,4 \text{ [R\$]}$$

$$\text{Horas}_{\text{mês}} = 552 \text{ [h]}$$

23 dias de trabalho no mês"

"3 turnos /

"Dados chapa de PP"

$$\text{esp}_{\text{pp}} = 0,00052 \text{ [m]}$$

NTS!"

!"Medido na

$$\text{larg}_{\text{pp}} = 0,975 \text{ [m]}$$

NTS!"

!"Medido na

$$m_{\text{dot}}_{\text{pp}} = \rho_{\text{pp}} * V_{\text{pp}} * A_{\text{t}}_{\text{pp}}$$

$$V_{\text{pp}} = L_{\text{ciclo}} / t_{\text{ciclo}}$$

média da chapa"

"velocidade

$$L_{\text{ciclo}} = 0,69 \text{ [m]}$$

mento total da chapa em um ciclo! - Coletado do painel"

!"Desloca-

$$N_{\text{c}} = 24,3 \text{ [ciclos/min]}$$

de ciclos por minuto da máquina - Coletado do painel!"

!"Números

$$t_{\text{ciclo}} = (1/N_{\text{c}}) * 60$$

duração de um ciclo"

"tempo de

$$A_{\text{t}}_{\text{pp}} = \text{esp}_{\text{pp}} * \text{larg}_{\text{pp}}$$

seção transversal da chapa"

"área da

$$\text{epsilon}_{\text{pp}} = 0,95$$

Labcet"

"Medição

"Table 2.12 - Thermal Properties of Thermoformable polymers and certain mold materials at 25°C (Throne, 1996)"

$\rho_{pp} = 910 \text{ [kg/m}^3\text{]}$ "densidade PP"

$k_{pp} = 5 \cdot (10^{-4}) \cdot \text{convert}(\text{cal/s-cm-C;W/m-K})$ "condutividade térmica PP"

$c_{p,pp} = 0,81 \cdot \text{convert}(\text{cal/g-C;J/kg-K})$ "capacidade térmica PP"

$\{c_{p,pp} = 2850 \text{ [J/kg-K]}$ "relatório Labcet - Brandrup et al., 1999"} $\}$

$\alpha_{pp} = 6,8 \cdot (10^{-4}) \cdot \text{convert}(\text{cm}^2/\text{s;m}^2/\text{s})$ "difusividade térmica PP"

"Equação da reta do PP"

$\{a = (8-3)/(40-25) \cdot (b-25) + 3$

$a = h_{pp_71}\}$

$\{y = 41,657 \cdot \exp(0,0134 \cdot x)\}$ "A partir de 41,657 [C]"

"Peso do Copo de PP"

$m_{\text{copo_pp}} = 0,0018 \text{ [kg]}$ "massa mínima para o copo de 200 ml - NBR 14865 - 2012"

$h_{pp_71} = h_{pp_7} \cdot \text{convert}(\text{J/kg;kcal/kg})$

$h_{pp_71} = (8-3)/(40-25) \cdot (T_{pp_7}-25) + 3$

$T_{pp_7} = T_{\text{amb}}$

"!ESTUFA!"

$X_s = 2,835 \text{ [m]}$ "Comprimento da estufa superior"

$Y_s = 1,12 \text{ [m]}$ "Largura da
estufa superior"

$A_s = X_s * Y_s$ "Área da
superfície da estufa superior"

$P_s = 2 * X_s + 2 * Y_s$ "Perímetro
da parte da cima da estufa superior"

$L_{esup} = A_s / P_s$ "Compri-
mento específico da estufa superior"

$L_s = 0,02 \text{ [m]}$ "Varia de 20
a 30 mm!"

$X_i = 2,130 \text{ [m]}$ "Compri-
mento da estufa inferior"

$L_i = 0,19 \text{ [m]}$ "Varia de
190 a 230 mm!"

$Y_i = 1,12 \text{ [m]}$ "Largura da
estufa inferior"

$A_i = X_i * Y_i$ "Área da
superfície da estufa inferior"

$P_i = 2 * X_i + 2 * Y_i$ "Perímetro
da parte da cima da estufa inferior"

$L_{einf} = A_i / P_i$ "Compri-
mento específico da estufa inferior"

$\epsilon_{est} = \{0,95\} \{0,57\} 0,75$ "Emissivida-
de das resistências cerâmicas medido pelo Labcet"

$E_{cnpp} = \sigma * ((170 + 273,15)^4)$ "Energia de
corpo negro da chapa de PP"

$\epsilon_{conc} = 0,95$ "Emissividade do concreto - Tabela A.11 -
Emissividade total (Bergman et al., 2015)"

$l_{arg_est} = 0,18 \text{ [m]}$ "Largura da
lateral da carcaça"

$\epsilon_{\text{carc}} = 0,97$ "Tinta preta
opaca - Referência pdf Contemp"

$\epsilon_{\text{alum}} = \text{Emissivity_TotHemi('Aluminum_Polished'; T_bar_carccima)}$ "alumínio
polido"

"ESTUFA SUPERIOR"

$F_{12s} = F_{3D_20}(X_s; \text{larg_pp}; L_s)$ "Fator de
forma EES - estufa e chapa de PP"

$F_{13s} = F_{3D_2}(Y_s; L_s; X_s)$ "Fator de
forma EES - retângulos perpendiculares com uma aresta comum - Entre
estufa e laterais"

$F_{14s} = F_{3D_2}(X_s; L_s; Y_s)$ "Fator de
forma EES - retângulos perpendiculares com uma aresta comum - Entre
estufa e lateral da frente e atrás"

$F_{12s} + (2 * F_{13s}) + (2 * F_{14s}) + (2 * F_{15s}) = 1$ "F_{15s} é o
fator de forma para compensar a diferença de largura entre a chapa de
PP e a estufa"

$E_{\text{cns}} = \sigma * ((T_{\text{bar_estsup}} + 273,15)^4)$ "Energia de
corpo negro da estufa superior"

$T_{\text{bar_estsup}} = \{551,3\} \text{ 390 [C]}$ "!Temperatu-
ra média da estufa superior coletada do painel!"

$$\frac{(E_{\text{cns}} - J_{1s})}{((1 - \epsilon_{\text{est}})/(\epsilon_{\text{est}} * (A_s)))} = \frac{(J_{1s} - J_{2s})}{((A_s * F_{12s})^{(-1)})} + \frac{(J_{1s} - J_{31s})}{((A_s * F_{13s})^{(-1)})} + \frac{(J_{1s} - J_{32s})}{((A_s * F_{13s})^{(-1)})} + \frac{(J_{1s} - J_{41s})}{((A_s * F_{14s})^{(-1)})} + \frac{(J_{1s} - J_{42s})}{((A_s * F_{14s})^{(-1)})} + \frac{(J_{1s} - J_{51s})}{((A_s * F_{15s})^{(-1)})} + \frac{(J_{1s} - J_{52s})}{((A_s * F_{15s})^{(-1)})}$$

$A_{\text{pps}} = \text{larg_pp} * X_s$

$F_{21s} = F_{3D_20}(X_s; Y_s; L_s)$ "Fator de
forma EES - estufa e chapa de PP"

$F_{23s} = F_{3D_11}(0,08; \text{larg_pp}; 0,00001; L_s; X_s)$ "Fator de
forma EES - retângulos perpendiculares com uma aresta comum - Entre
chapa de PP e laterais"

$F_{24s} = F3D_2(X_s; L_s; larg_pp)$ "Fator de forma EES - retângulos perpendiculares com uma aresta comum - Entre chapa de PP e lateral da frente e atrás"

$\{F_{21s} + (2 * F_{23s}) + (2 * F_{24s}) = 1$ "F_{15s} é o fator de forma para compensar a diferença de largura entre a chapa de PP e a estufa"

$(E_{cnpp} - J_{2s}) / ((1 - \epsilon_{pp}) / (\epsilon_{pp} * (A_{pps}))) = (J_{2s} - J_{1s}) / ((A_{pps} * F_{21s})^{(-1)}) + (J_{2s} - J_{31s}) / ((A_{pps} * F_{23s})^{(-1)}) + (J_{2s} - J_{32s}) / ((A_{pps} * F_{23s})^{(-1)}) + (J_{2s} - J_{41s}) / ((A_{pps} * F_{24s})^{(-1)}) + (J_{2s} - J_{42s}) / ((A_{pps} * F_{24s})^{(-1)})$

$A_{31s} = L_s * X_s$

$F_{31s} = F3D_2(L_s; X_s; Y_s)$ "Fator de forma EES - lateral da máquina e estufa"

$F_{32s} = F3D_10(L_s; 0,08; larg_pp; X_s)$ "Fator de forma EES - Entre lateral da máquina e a chapa de PP"

$F_{34s} = F3D_2(X_s; Y_s; L_s)$ "Fator de forma EES - retângulos perpendiculares com uma aresta comum - Entre lateral da máquina e parte da frente e atrás"

$F_{352s} = F3D_10(L_s; (larg_pp + 0,08); 0,08; X_s)$ "Fator de forma EES - entre a lateral da máquina e aba restante entre PP e a lateral"

$F_{33s} = F3D_1(X_s; L_s; Y_s)$ "Fator de forma EES - entre as laterais da máquina"

$F_{31s} + F_{32s} + F_{33s} + (2 * F_{34s}) + F_{351s} + F_{352s} = 1$

$E_{cn31s} = \sigma * ((T_{amb} + 273,15)^4)$ "Energia de corpo negro do ambiente"

$(E_{cn31s} - J_{31s}) / ((1 - \epsilon_{alum}) / (\epsilon_{alum} * (A_{31s}))) = (J_{31s} - J_{1s}) / ((A_{31s} * F_{31s})^{(-1)}) + (J_{31s} - J_{2s}) / ((A_{31s} * F_{32s})^{(-1)}) + (J_{31s} - J_{32s}) / ((A_{31s} * F_{33s})^{(-1)}) + (J_{31s} - J_{41s}) / ((A_{31s} * F_{34s})^{(-1)}) + (J_{31s} - J_{42s}) / ((A_{31s} * F_{34s})^{(-1)}) + (J_{31s} - J_{51s}) / ((A_{31s} * F_{351s})^{(-1)}) + (J_{31s} - J_{52s}) / ((A_{31s} * F_{352s})^{(-1)})$

$$A_{41s} = L_s \cdot Y_s$$

$$F_{41s} = F3D_2(L_s; Y_s; X_s) \quad \text{"Fator de forma EES - frente da máquina e estufa"}$$

$$F_{42s} = (F3D_2(L_s; Y_s; X_s)) \cdot (larg_pp / Y_s) \quad \text{"Fator de forma EES - Entre a frente da máquina e a chapa de PP"}$$

$$F_{451s} = (F3D_2(L_s; Y_s; X_s)) \cdot (0,08 / Y_s) \quad \text{"Fator de forma EES - entre a frente da máquina e aba restante entre PP e a lateral"}$$

$$F_{43s} = F3D_2(Y_s; X_s; L_s) \quad \text{"Fator de forma EES - retângulos perpendiculares com uma aresta comum - Entre a parte da frente da máquina e as laterais"}$$

$$F_{44s} = F3D_1(Y_s; L_s; X_s) \quad \text{"Fator de forma EES - entre a parte da frente e a parte de trás da máquina"}$$

$$\{F_{41s} + F_{42s} + F_{44s} + 2 \cdot F_{451s} + 2 \cdot F_{43s} = 1 \quad \text{"F}_{351s} \text{ e } F_{352s} \text{ é o fator de forma para compensar a diferença de largura entre a chapa de PP e a estufa"}\}$$

$$E_{cn41s} = E_{cn31s} \quad \text{"Energia de corpo negro do ambiente"}$$

$$(E_{cn41s} - J_{41s}) / ((1 - \epsilon_{conc}) / (\epsilon_{conc} \cdot (A_{41s}))) = (J_{41s} - J_{1s}) / ((A_{41s} \cdot F_{41s})^{(-1)}) + (J_{41s} - J_{31s}) / ((A_{41s} \cdot F_{43s})^{(-1)}) + (J_{41s} - J_{32s}) / ((A_{41s} \cdot F_{43s})^{(-1)}) + (J_{41s} - J_{42s}) / ((A_{41s} \cdot F_{44s})^{(-1)}) + (J_{41s} - J_{2s}) / ((A_{41s} \cdot F_{42s})^{(-1)}) + (J_{41s} - J_{51s}) / ((A_{41s} \cdot F_{451s})^{(-1)}) + (J_{41s} - J_{52s}) / ((A_{41s} \cdot F_{451s})^{(-1)})$$

$$A_{51s} = 0,08 \cdot X_s$$

$$F_{531s} = F3D_2(0,08; X_s; L_s) \quad \text{"Fator de forma EES - aba e lateral da máquina"}$$

$$F_{532s} = F3D_11((larg_pp + 0,08); 0,08; 0,00001; L_s; X_s) \quad \text{"Fator de forma EES - aba e lateral da máquina"}$$

$$F_{54s} = (F3D_12(X_s; L_s; 0,08; (0,08 + larg_pp))) + (F3D_2(X_s; L_s; 0,08)) \quad \text{"Fator de forma EES - aba e frente da máquina"}$$

$$F_{531s} + F_{532s} + 2 \cdot F_{54s} + F_{51s} = 1$$

fator de forma entre a aba e a estufa"

"F_{51s} é o

$$E_{cn51s} = E_{cn31s}$$

corpo negro do ambiente"

"Energia de

$$(E_{cn51s} - J_{51s}) / ((1 - \epsilon_{conc}) / (\epsilon_{conc} \cdot (A_{51s}))) = (J_{51s} - J_{1s}) / ((A_{51s} \cdot F_{51s})^{(-1)}) + (J_{51s} - J_{31s}) / ((A_{51s} \cdot F_{531s})^{(-1)}) + (J_{51s} - J_{32s}) / ((A_{51s} \cdot F_{532s})^{(-1)}) + (J_{51s} - J_{42s}) / ((A_{51s} \cdot F_{54s})^{(-1)}) + (J_{51s} - J_{41s}) / ((A_{51s} \cdot F_{54s})^{(-1)})$$

$$J_{31s} = J_{32s}$$

$$J_{41s} = J_{42s}$$

$$J_{51s} = J_{52s}$$

$$Q_{31s} = Q_{32s}$$

$$Q_{41s} = Q_{42s}$$

$$Q_{51s} = Q_{52s}$$

$$Q_{estsup} = Q_{pp_estsup} + Q_{31s} + Q_{32s} + Q_{41s} + Q_{42s} + Q_{51s} + Q_{52s} + Q_{carcfr} + Q_{carclat} + Q_{carcima}$$

$$Q_{pp_estsup} = - (J_{1s} - J_{2s}) / ((A_s \cdot F_{12s})^{(-1)})$$

$$Q_{31s} = - (J_{1s} - J_{31s}) / ((A_s \cdot F_{13s})^{(-1)})$$

$$Q_{41s} = - (J_{1s} - J_{41s}) / ((A_s \cdot F_{14s})^{(-1)})$$

$$Q_{51s} = - (J_{1s} - J_{51s}) / ((A_s \cdot F_{15s})^{(-1)})$$

"Convecção natural da carcaça superior"

"Convecção na lateral da estufa"

$$T_{bar_carclat} = 138 [C]$$

$$Nus_{bar_carclat} = (0,825 + ((0,387 \cdot Ra_{carclat}^{(1/6)}) / (1 + (0,492 / Pr_{carclat}^{(9/16)})^{(8/27)})))^2$$

$$Ra_{carclat} = (g \cdot \beta_{carclat} \cdot (T_{bar_carclat} - T_{amb}) \cdot (larg_{est}^3)) / (\alpha_{carclat} \cdot \mu_{carclat})$$

$$T_{\text{bar_arcclat}} = (T_{\text{bar_carclat}} + T_{\text{amb}})/2$$

$$\beta_{\text{carclat}} = 1 / (T_{\text{bar_arcclat}} + 273,15)$$

$$\text{Pr}_{\text{carclat}} = \text{Prandtl}(\text{Air}; T = T_{\text{bar_arcclat}})$$

$$\rho_{\text{carclat}} = \text{Density}(\text{Air}; T = T_{\text{bar_arcclat}}; P = P_{\text{atm}})$$

$$\mu_{\text{carclat}} = \text{Viscosity}(\text{Air}; T = T_{\text{bar_arcclat}})$$

$$\alpha_{\text{carclat}} = \text{ThermalDiffusivity}(\text{Air}; T = T_{\text{bar_arcclat}}; P = P_{\text{atm}})$$

$$k_{\text{carclat}} = \text{Conductivity}(\text{Air}; T = T_{\text{bar_arcclat}})$$

$$h_{\text{bar_carclat}} = \text{Nus}_{\text{bar_carclat}} * (k_{\text{carclat}} / \text{larg_est})$$

$$Q_{\text{carclat_conv}} = 2 * (h_{\text{bar_carclat}}) * (\text{larg_est} * X_s) * (T_{\text{amb}} - T_{\text{bar_carclat}})$$

$$Q_{\text{carclat_rad}} =$$

$$2 * \epsilon_{\text{carc}} * \text{larg_est} * X_s * \sigma * ((T_{\text{amb}} + 273,15)^4 - (T_{\text{bar_carclat}} + 273,15)^4)$$

$$Q_{\text{carclat}} = Q_{\text{carclat_rad}} + Q_{\text{carclat_conv}}$$

"Convecção na frente da estufa"

$$T_{\text{bar_carcfr}} = 138 \text{ [C]}$$

$$\text{Nus}_{\text{bar_carcfr}} = (0,825 + ((0,387 * \text{Ra}_{\text{carcfr}}^{1/6})) / (1 + (0,492 / \text{Pr}_{\text{carcfr}}^{9/16})^{8/27}))^2$$

$$\text{Ra}_{\text{carcfr}} = (g * \beta_{\text{carcfr}} * (T_{\text{bar_carcfr}} - T_{\text{amb}}) * (\text{larg_est}^3)) / (\alpha_{\text{carcfr}} * \mu_{\text{carcfr}})$$

$$T_{\text{bar_arcarcfr}} = (T_{\text{bar_carcfr}} + T_{\text{amb}})/2$$

$$\beta_{\text{carcfr}} = 1 / (T_{\text{bar_arcarcfr}} + 273,15)$$

$$\text{Pr}_{\text{carcfr}} = \text{Prandtl}(\text{Air}; T = T_{\text{bar_arcarcfr}})$$

$$\rho_{\text{carcfr}} = \text{Density}(\text{Air}; T = T_{\text{bar_arcarcfr}}; P = P_{\text{atm}})$$

$$\mu_{\text{carcfr}} = \text{Viscosity}(\text{Air}; T = T_{\text{bar_arcarcfr}})$$

$\alpha_{\text{carcfr}} = \text{ThermalDiffusivity}(\text{Air}; T = T_{\text{bar_arcrcfr}}; P = P_{\text{atm}})$

$k_{\text{carcfr}} = \text{Conductivity}(\text{Air}; T = T_{\text{bar_arcrcfr}})$

$h_{\text{bar_carcfr}} = \text{Nus_bar_carcfr} * (k_{\text{carcfr}} / \text{larg_est})$

$Q_{\text{carcfr_conv}} = 2 * (h_{\text{bar_carcfr}}) * (\text{larg_est} * Y_s) * (T_{\text{amb}} - T_{\text{bar_carcfr}})$

$Q_{\text{carcfr_rad}} = 2 * \epsilon_{\text{carc}} * \text{larg_est} * Y_s * \sigma * ((T_{\text{amb}} + 273,15)^4 - (T_{\text{bar_carcfr}} + 273,15)^4)$

$Q_{\text{carcfr}} = Q_{\text{carcfr_rad}} + Q_{\text{carcfr_conv}}$

"Convecção na parte de cima da estufa - alumínio"

$T_{\text{bar_carccima}} = 77 \text{ [C]}$

$\text{Nus_bar_carccima} = 0,15 * \text{Ra_carccima}^{1/3}$

$\text{Ra_carccima} = (g * \beta_{\text{carccima}} * (T_{\text{bar_carccima}} - T_{\text{amb}}) * (L_{\text{esup}}^3)) / (\alpha_{\text{carccima}} * \mu_{\text{carccima}})$

$T_{\text{bar_arcarccima}} = (T_{\text{bar_carccima}} + T_{\text{amb}}) / 2$

$\beta_{\text{carccima}} = 1 / (T_{\text{bar_arcarccima}} + 273,15)$

$\text{Pr_carccima} = \text{Prandtl}(\text{Air}; T = T_{\text{bar_arcarccima}})$

$\rho_{\text{carccima}} = \text{Density}(\text{Air}; T = T_{\text{bar_arcarccima}}; P = P_{\text{atm}})$

$\mu_{\text{carccima}} = \text{Viscosity}(\text{Air}; T = T_{\text{bar_arcarccima}})$

$\alpha_{\text{carccima}} = \text{ThermalDiffusivity}(\text{Air}; T = T_{\text{bar_arcarccima}}; P = P_{\text{atm}})$

$k_{\text{carccima}} = \text{Conductivity}(\text{Air}; T = T_{\text{bar_arcarccima}})$

$h_{\text{bar_carccima}} = \text{Nus_bar_carccima} * (k_{\text{carccima}} / L_{\text{esup}})$

$Q_{\text{carccima_conv}} = (h_{\text{bar_carccima}}) * (X_s * Y_s) * (T_{\text{amb}} - T_{\text{bar_carccima}})$

$$Q_{carccima_rad} = \epsilon_{alum} X_s Y_s \sigma \# ((T_{amb} + 273,15)^4 - (T_{bar_carccima} + 273,15)^4)$$

$$Q_{carccima} = Q_{carccima_rad} + Q_{carccima_conv}$$

"ESTUFA INFERIOR"

$$F_{12i} = F_{3D_20}(X_i; larg_pp; L_i) \quad \text{"Fator de forma EES - estufa e chapa de PP"}$$

$$F_{13i} = F_{3D_2}(Y_i; L_i; X_i) \quad \text{"Fator de forma EES - retângulos perpendiculares com uma aresta comum - Entre estufa e laterais"}$$

$$F_{14i} = F_{3D_2}(X_i; L_i; Y_i) \quad \text{"Fator de forma EES - retângulos perpendiculares com uma aresta comum - Entre estufa e lateral da frente e atrás"}$$

$$F_{12i} + (2 * F_{13i}) + (2 * F_{14i}) + (2 * F_{15i}) = 1 \quad \text{"F_{15i} é o fator de forma para compensar a diferença de largura entre a chapa de PP e a estufa"}$$

$$E_{cni} = \sigma \# ((T_{bar_estinf} + 273,15)^4) \quad \text{"Energia de corpo negro da estufa inferior"}$$

$$T_{bar_estinf} = \{511,5\} 456,5 [C] \quad \text{"!Temperatura média da estufa inferior coletada do painel!"}$$

$$(E_{cni} - J_{1i}) / ((1 - \epsilon_{est}) / (\epsilon_{est} * (A_i))) = (J_{1i} - J_{2i}) / ((A_i * F_{12i})^{(-1)}) + (J_{1i} - J_{31i}) / ((A_i * F_{13i})^{(-1)}) + (J_{1i} - J_{32i}) / ((A_i * F_{13i})^{(-1)}) + (J_{1i} - J_{41i}) / ((A_s * F_{14i})^{(-1)}) + (J_{1i} - J_{42i}) / ((A_i * F_{14i})^{(-1)}) + (J_{1i} - J_{51i}) / ((A_i * F_{15i})^{(-1)}) + (J_{1i} - J_{52i}) / ((A_i * F_{15i})^{(-1)})$$

$$A_{ppi} = larg_pp * X_i$$

$$F_{21i} = F_{3D_20}(X_i; Y_i; L_i) \quad \text{"Fator de forma EEi - estufa e chapa de PP"}$$

$$F_{23i} = F_{3D_11}(0,08; larg_pp; 0,00001; L_i; X_i) \quad \text{"Fator de forma EES - retângulos perpendiculares com uma aresta comum - Entre chapa de PP e laterais"}$$

$F_{24i}=F3D_2(X_i;L_i;larg_pp)$ "Fator de forma EES - retângulos perpendiculares com uma aresta comum - Entre chapa de PP e lateral da frente e atrás"

$\{F_{21i} + (2*F_{23i}) + (2*F_{24i}) = 1$ "F_{15i} é o fator de forma para compensar a diferença de largura entre a chapa de PP e a estufa"

$(E_{cnpp} - J_{2i})/((1-\epsilon_{pp})/(\epsilon_{pp}*(A_{ppi}))) = (J_{2i} - J_{1i})/((A_{ppi}*F_{21i})^{(-1)}) + (J_{2i} - J_{31i})/((A_{ppi}*F_{23i})^{(-1)}) + (J_{2i} - J_{32i})/((A_{ppi}*F_{23i})^{(-1)}) + (J_{2i} - J_{41i})/((A_{ppi}*F_{24i})^{(-1)}) + (J_{2i} - J_{42i})/((A_{ppi}*F_{24i})^{(-1)})$

$A_{31i} = L_i*X_i$

$F_{31i}=F3D_2(L_i;X_i;Y_i)$ "Fator de forma EES - lateral da máquina e estufa"

$F_{32i}=F3D_10(L_i;0,08;larg_pp;X_i)$ "Fator de forma EES - Entre lateral da máquina e a chapa de PP"

$F_{34i}=F3D_2(X_i;Y_i;L_i)$ "Fator de forma EES - retângulos perpendiculares com uma aresta comum - Entre lateral da máquina e parte da frente e atrás"

$F_{352i}=F3D_10(L_i;(larg_pp+0,08);0,08;X_i)$ "Fator de forma EES - entre a lateral da máquina e aba restante entre PP e a lateral"

$F_{33i}=F3D_1(X_i;L_i;Y_i)$ "Fator de forma EES - entre as laterais da máquina"

$F_{31i} + F_{32i} + F_{33i} + (2*F_{34i}) + F_{351i} + F_{352i} = 1$ "F_{351i} e F_{352i} é o fator de forma para compensar a diferença de largura entre a chapa de PP e a estufa"

$E_{cn31i} = \sigma*((T_{amb}+273,15)^4)$ "Energia de corpo negro do ambiente"

$(E_{cn31i} - J_{31i})/((1-\epsilon_{alum})/(\epsilon_{alum}*(A_{31i}))) = (J_{31i} - J_{1i})/((A_{31i}*F_{31i})^{(-1)}) + (J_{31i} - J_{2i})/((A_{31i}*F_{32i})^{(-1)}) + (J_{31i} - J_{32i})/((A_{31i}*F_{33i})^{(-1)}) + (J_{31i} - J_{41i})/((A_{31i}*F_{34i})^{(-1)}) + (J_{31i} - J_{42i})/((A_{31i}*F_{34i})^{(-1)}) + (J_{31i} - J_{51i})/((A_{31i}*F_{351i})^{(-1)}) + (J_{31i} - J_{52i})/((A_{31i}*F_{352i})^{(-1)})$

$$A_{41i} = L_i * Y_i$$

$$F_{41i} = F3D_2(L_i; Y_i; X_i) \quad \text{"Fator de forma EES - frente da máquina e estufa"}$$

$$F_{42i} = (F3D_2(L_i; Y_i; X_i)) * (larg_pp / Y_i) \quad \text{"Fator de forma EES - Entre a frente da máquina e a chapa de PP"}$$

$$F_{451i} = (F3D_2(L_i; Y_i; X_i)) * (0,08 / Y_i) \quad \text{"Fator de forma EES - entre a frente da máquina e aba restante entre PP e a lateral"}$$

$$F_{43i} = F3D_2(Y_i; X_i; L_i) \quad \text{"Fator de forma EES - retângulos perpendiculares com uma aresta comum - Entre a parte da frente da máquina e as laterais"}$$

$$F_{44i} = F3D_1(Y_i; L_i; X_i) \quad \text{"Fator de forma EES - entre a parte da frente e a parte de trás da máquina"}$$

$$\{F_{41i} + F_{42i} + F_{44i} + 2 * F_{451i} + 2 * F_{43i} = 1 \quad \text{"F}_{351i} \text{ e } F_{352i} \text{ é o fator de forma para compensar a diferença de largura entre a chapa de PP e a estufa"}\}$$

$$E_{cn41i} = E_{cn31i} \quad \text{"Energia de corpo negro do ambiente"}$$

$$(E_{cn41i} - J_{41i}) / ((1 - \epsilon_{conc}) / (\epsilon_{conc} * (A_{41i}))) = (J_{41i} - J_{1i}) / ((A_{41i} * F_{41i})^{(-1)}) + (J_{41i} - J_{31i}) / ((A_{41i} * F_{43i})^{(-1)}) + (J_{41i} - J_{32i}) / ((A_{41i} * F_{43i})^{(-1)}) + (J_{41i} - J_{42i}) / ((A_{41i} * F_{44i})^{(-1)}) + (J_{41i} - J_{2i}) / ((A_{41i} * F_{42i})^{(-1)}) + (J_{41i} - J_{51i}) / ((A_{41i} * F_{451i})^{(-1)}) + (J_{41i} - J_{52i}) / ((A_{41i} * F_{451i})^{(-1)})$$

$$A_{51i} = 0,08 * X_i$$

$$F_{531i} = F3D_2(0,08; X_i; L_i) \quad \text{"Fator de forma EES - aba e lateral da máquina"}$$

$$F_{532i} = F3D_11((larg_pp + 0,08); 0,08; 0,00001; L_i; X_i) \quad \text{"Fator de forma EES - aba e lateral da máquina"}$$

$$F_{54i} = (F3D_12(X_i; L_i; 0,08; (0,08 + larg_pp))) + (F3D_2(X_i; L_i; 0,08))$$

$$F_{531i} + F_{532i} + 2 * F_{54i} + F_{51i} = 1 \quad \text{"F}_{51i} \text{ é o fator de forma entre a aba e a estufa"}$$

$$E_{cn51i} = E_{cn31i}$$

corpo negro do ambiente"

"Energia de

$$(E_{cn51i} - J_{51i})/((1 - \epsilon_{conc})/(\epsilon_{conc} * (A_{51i}))) = (J_{51i} - J_{1i})/((A_{51i} * F_{51i})^{(-1)}) + (J_{51i} - J_{31i})/((A_{51i} * F_{531i})^{(-1)}) + (J_{51i} - J_{32i})/((A_{51i} * F_{532i})^{(-1)}) + (J_{51i} - J_{42i})/((A_{51i} * F_{54i})^{(-1)}) + (J_{51i} - J_{41i})/((A_{51i} * F_{54i})^{(-1)})$$

$$J_{31i} = J_{32i}$$

$$J_{41i} = J_{42i}$$

$$J_{51i} = J_{52i}$$

$$Q_{31i} = Q_{32i}$$

$$Q_{41i} = Q_{42i}$$

$$Q_{51i} = Q_{52i}$$

$$Q_{estinf} = Q_{pp_estinf} + Q_{31i} + Q_{32i} + Q_{41i} + Q_{42i} + Q_{51i} + Q_{52i} + Q_{carcfrinf} + Q_{carclatinf} + Q_{carcabaixo}$$

$$Q_{pp_estinf} = - (J_{1i} - J_{2i})/((A_i * F_{12i})^{(-1)})$$

$$Q_{31i} = - (J_{1i} - J_{31i})/((A_i * F_{13i})^{(-1)})$$

$$Q_{41i} = - (J_{1i} - J_{41i})/((A_i * F_{14i})^{(-1)})$$

$$Q_{51i} = - (J_{1i} - J_{51i})/((A_i * F_{15i})^{(-1)})$$

"Convecção natural da carcaça inferior"

"Convecção na lateral da estufa"

$$T_{bar_carclatinf} = 70 [C]$$

$$Nus_{bar_carclatinf} = (0,825 + ((0,387 * Ra_{carclatinf}^{(1/6)})) / (1 + (0,492 / Pr_{carclatinf}^{(9/16)})^{(8/27)}))^{(2)}$$

$$Ra_{carclatinf} = (g * \beta_{carclatinf} * (T_{bar_carclatinf} - T_{amb}) * (l_{arg_est}^3)) / (\alpha_{carclatinf} * \mu_{carclatinf})$$

$$T_{bar_arcarclatinf} = (T_{bar_carclatinf} + T_{amb}) / 2$$

$$\beta_{\text{carclatinf}} = 1 / (T_{\text{bar_arcclatinf}} + 273,15)$$

$$\text{Pr}_{\text{carclatinf}} = \text{Prandtl}(\text{Air}; T = T_{\text{bar_arcclatinf}})$$

$$\rho_{\text{carclatinf}} = \text{Density}(\text{Air}; T = T_{\text{bar_arcclatinf}}; P = P_{\text{atm}})$$

$$\mu_{\text{carclatinf}} = \text{Viscosity}(\text{Air}; T = T_{\text{bar_arcclatinf}})$$

$$\alpha_{\text{carclatinf}} = \text{ThermalDiffusivity}(\text{Air}; T = T_{\text{bar_arcclatinf}}; P = P_{\text{atm}})$$

$$k_{\text{carclatinf}} = \text{Conductivity}(\text{Air}; T = T_{\text{bar_arcclatinf}})$$

$$h_{\text{bar_carclatinf}} = \text{Nus_bar_carclatinf} * (k_{\text{carclatinf}} / \text{larg_est})$$

$$Q_{\text{carclatinf_conv}} = 2 * (h_{\text{bar_carclatinf}}) * (\text{larg_est} * X_i) * (T_{\text{amb}} - T_{\text{bar_carclatinf}})$$

$$Q_{\text{carclatinf_rad}} = 2 * \epsilon_{\text{carc}} * \text{larg_est} * X_i * \sigma * ((T_{\text{amb}} + 273,15)^4 - (T_{\text{bar_carclatinf}} + 273,15)^4)$$

$$Q_{\text{carclatinf}} = Q_{\text{carclatinf_rad}} + Q_{\text{carclatinf_conv}}$$

"Convecção na frente da estufa"

$$T_{\text{bar_carcfrinf}} = 70 \text{ [C]}$$

$$\text{Nus_bar_carcfrinf} = (0,825 + ((0,387 * \text{Ra_carcfrinf}^{1/6})) / (1 + (0,492 / \text{Pr_carcfrinf})^{9/16})^{8/27}))^2$$

$$\text{Ra_carcfrinf} = (g * \beta_{\text{carcfrinf}} * (T_{\text{bar_carcfrinf}} - T_{\text{amb}}) * (\text{larg_est}^3)) / (\alpha_{\text{carcfrinf}} * \mu_{\text{carcfrinf}})$$

$$T_{\text{bar_arcarcfrinf}} = (T_{\text{bar_carcfrinf}} + T_{\text{amb}}) / 2$$

$$\beta_{\text{carcfrinf}} = 1 / (T_{\text{bar_arcarcfrinf}} + 273,15)$$

$$\text{Pr_carcfrinf} = \text{Prandtl}(\text{Air}; T = T_{\text{bar_arcarcfrinf}})$$

$$\rho_{\text{carcfrinf}} = \text{Density}(\text{Air}; T = T_{\text{bar_arcarcfrinf}}; P = P_{\text{atm}})$$

$$\mu_{\text{carcfrinf}} = \text{Viscosity}(\text{Air}; T = T_{\text{bar_arcarcfrinf}})$$

$$\alpha_{\text{carcfrinf}} = \text{ThermalDiffusivity}(\text{Air}; T = T_{\text{bar_arcarcfrinf}}; P = P_{\text{atm}})$$

$$k_{\text{carcfrinf}} = \text{Conductivity}(\text{Air}; T = T_{\text{bar_arcarcfrinf}})$$

$$h_{\text{bar_carcfrinf}} = \text{Nus_bar_carcfrinf} * (k_{\text{carcfrinf}} / \text{larg_est})$$

$$Q_{\text{carcfrinf_conv}} = 2 * (h_{\text{bar_carcfrinf}}) * (\text{larg_est} * Y_i) * (T_{\text{amb}} - T_{\text{bar_carcfrinf}})$$

$$Q_{\text{carcfrinf_rad}} = 2 * \epsilon_{\text{carc}} * \text{larg_est} * Y_i * \sigma * ((T_{\text{amb}} + 273,15)^4 - (T_{\text{bar_carcfrinf}} + 273,15)^4)$$

$$Q_{\text{carcfrinf}} = Q_{\text{carcfrinf_rad}} + Q_{\text{carcfrinf_conv}}$$

"Convecção na parte de baixo da estufa - alumínio"

$$T_{\text{bar_carcbaixo}} = 58 \text{ [C]}$$

$$\text{Nus_bar_carcbaixo} = 0,52 * \text{Ra_carcbaixo}^{(1/5)}$$

$$\text{Ra_carcbaixo} = (g * \beta_{\text{carcbaixo}} * (T_{\text{bar_carcbaixo}} - T_{\text{amb}}) * (L_{\text{einf}}^3)) / (\alpha_{\text{carcbaixo}} * \mu_{\text{carcbaixo}})$$

$$T_{\text{bar_arcarcbaixo}} = (T_{\text{bar_carcbaixo}} + T_{\text{amb}}) / 2$$

$$\beta_{\text{carcbaixo}} = 1 / (T_{\text{bar_arcarcbaixo}} + 273,15)$$

$$\text{Pr_carcbaixo} = \text{Prandtl}(\text{Air}; T = T_{\text{bar_arcarcbaixo}})$$

$$\rho_{\text{carcbaixo}} = \text{Density}(\text{Air}; T = T_{\text{bar_arcarcbaixo}}; P = P_{\text{atm}})$$

$$\mu_{\text{carcbaixo}} = \text{Viscosity}(\text{Air}; T = T_{\text{bar_arcarcbaixo}})$$

$$\alpha_{\text{carcbaixo}} = \text{ThermalDiffusivity}(\text{Air}; T = T_{\text{bar_arcarcbaixo}}; P = P_{\text{atm}})$$

$$k_{\text{carcbaixo}} = \text{Conductivity}(\text{Air}; T = T_{\text{bar_arcarcbaixo}})$$

$$h_{\text{bar_carcbaixo}} = \text{Nus_bar_carcbaixo} * (k_{\text{carcbaixo}} / L_{\text{einf}})$$

$$Q_{\text{carcbaixo_conv}} = (h_{\text{bar_carcbaixo}}) * (X_i * Y_i) * (T_{\text{amb}} - T_{\text{bar_carcbaixo}})$$

$$Q_{\text{carcbaixo_rad}} = \epsilon_{\text{alum}} * X_i * Y_i * \sigma * ((T_{\text{amb}} + 273,15)^4 - (T_{\text{bar_carcbaixo}} + 273,15)^4)$$

$$Q_{\text{carcbaixo}} = Q_{\text{carcbaixo_rad}} + Q_{\text{carcbaixo_conv}}$$

$$Q_{\text{carc}} = Q_{\text{carcfrinf}} + Q_{\text{carclatinf}} + Q_{\text{carcfr}} + Q_{\text{carclat}} + Q_{\text{carccima}} + Q_{\text{carcbaixo}}$$

$$Q_{\text{pp_est}} = -1 \cdot (Q_{\text{pp_estsup}} + Q_{\text{pp_estinf}} + Q_{51i} + Q_{52i} + Q_{51s} + Q_{52s})$$

$$h_{\text{pp_8}} = (m_{\text{dot_pp}} \cdot h_{\text{pp_7}} + Q_{\text{pp_est}}) / m_{\text{dot_pp}}$$

$$T_{\text{pp_8}} = (\ln((h_{\text{pp_8}}/1000)/41,657))/0,0134$$

$$\text{eff_estufa} = (-Q_{\text{pp_est}}) / (Q_{\text{estsup}} + Q_{\text{estinf}})$$

$$\text{Perdas_estufa} = (Q_{\text{carc}} + Q_{31i} + Q_{32i} + Q_{41i} + Q_{42i} + Q_{31s} + Q_{32s} + Q_{41s} + Q_{42s}) \cdot (-1)$$

"MOLDE 104 CAV"

$N_{\text{cav}} = 104$ "Dados fornecidos pela NTS"

$\text{Abert_molde} = 0,22 \text{ [m]}$ "Dados fornecidos pela NTS"

$\text{larg_molde} = 1,45 \text{ [m]}$ "Dados fornecidos pela NTS"

$\text{alt_moldei} = 0,15 \text{ [m]}$ "Dados fornecidos pela NTS"

$\text{alt_moldes} = 0,13 \text{ [m]}$ "Dados fornecidos pela NTS"

$$\text{alt_molde} = (\text{alt_moldei} + \text{alt_moldes}) / 2$$

$\text{comp_molde} = 0,7 \text{ [m]}$ "Dados fornecidos pela NTS"

$A_{\text{m}} = \text{larg_molde} \cdot \text{comp_molde}$ "Área da superfície de cima/baixo do molde"

$P_{\text{m}} = 2 \cdot \text{larg_molde} + 2 \cdot \text{comp_molde}$ "Perímetro da parte da cima/baixo do molde"

$L_{em} = A_m/P_m$ "Comprimento específico da superfície superior/inferior do molde"

"Dados de compressor"

$Pot_{compN} = 60 \cdot 0,7355$ "Dados fornecidos pela NTS"

$Desl_N = 504 \text{ [m}^3/\text{h]}$ "Dados fornecidos pela NTS"

$Pressao_{comp} = 7,1 \cdot \text{convert}(\text{bar}; \text{Pa})$

$Pot_{comp} = Pot_{exp} + Pot_{for} + Pot_{est}$

"Ar de expulsão"

$VazãoExp_N = 0,053919127 \cdot N_c$ "Medido Jartec - valor médio do ciclo de expulsão - Condição padrão de 20 °C, 101,3 kPa e 65% humidade relativa"

$V_{exp} = VazãoExp_N / (60 \cdot Abert_{molde} \cdot larg_{pp})$ "Velocidade média do ar na expulsão"

$PressaoExp = 1,36 \text{ [bar]}$ "Medido Jartec - média"

$Pot_{exp} = (VazãoExp_N \cdot 60 \cdot Pot_{compN}) / Desl_N$ "Potência consumida do compressor - CHP - Apostila ar comprimido"

$TA_{exp} = 0,64 \text{ [s]}$ "Tempo de ação em 1 ciclo"

$TT_{exp} = ((TA_{exp} \cdot N_c) \cdot 60) / 3600$ "Tempo de ação em 1 hora"

$Custo_{exp} = Preço_{kwh} \cdot Pot_{exp} \cdot Horas_{mês} \cdot TT_{exp}$ "Custo total mensal"

"Ar de Formação - Copo 200 ml"

$\{VazãoFor_N = 0,105261624 \cdot N_c$ "Medido Jartec - valor médio do ciclo de formação - Causado pelo pulmão de ar nos primeiros minutos de utilização"}

$VazãoFor_N = (8,7664/30) * N_c$ "Valor passado pelo Heron (NTS) - 8,7664 Nm³/min à 30 ciclos por min."

$PressaoFor = 3,9$ [bar] "Medido
Jartec - média"

$Pot_for = (VazãoFor_N * 60 * Pot_compN) / Desl_N$ "Potência consumida do compressor - CHP - Apostila ar comprimido"

$TA_for = 2,08$ [s] "Tempo de ação em 1 ciclo - médio medido"

$TT_for = ((TA_for * N_c) * 60) / 3600$ "Tempo de ação em 1 hora"

$Custo_for = Preço_kwh * Pot_for * Horas_mês * TT_for$ "Custo total mensal"

"Ar de Estiramento (Pistão) - Copo 200 ml"

$VazãoEst_N = 0,057260844 * N_c$ "Medido
Jartec - valor médio do ciclo de formação"

$PressaoEst = 5,6$ [bar] "Medido
Jartec - média"

$Pot_est = (VazãoEst_N * 60 * Pot_compN) / Desl_N$ "Potência consumida do compressor - CHP - Apostila ar comprimido"

$TA_est = 2,01$ [s] "Tempo de ação em 1 ciclo - médio medido"

$TT_est = ((TA_est * N_c) * 60) / 3600$ "Tempo de ação em 1 hora"

$Custo_est = Preço_kwh * Pot_est * Horas_mês * TT_est$ "Custo total mensal"

"Refrigeração"

$Vazao_cav1 = 2,78$ {3,624 - 7m³/h} {4,227 - 20m³/h} [m³/h]
 $Vazao_cav2 = 2,621$ {3,632 - 7m³/h} {4,214 - 20m³/h} [m³/h]
 $Vazao_cav = Vazao_cav1 + Vazao_cav2$

$m_dot_cav = (Vazao_cav * rho_cav) / 3600$

Vazao_faca1 = 2,488 {2,938 - 7m3/h} {3,240 - 20m3/h} [m3/h]

Vazao_faca2 = 2,387 {2,816 - 7m3/h} {3,083 - 20m3/h} [m3/h]

Vazao_faca = Vazao_faca1 + Vazao_faca2

m_dot_faca = (Vazao_faca*rho_faca)/3600

Vazao_reg1 = 0,485 [m3/h]

"Vazão me-

dida com hidrometro 5 m³/h - Casan"

Vazao_regua = 2*Vazao_reg1

m_dot_regua = (Vazao_regua*rho_regua)/3600

rho_cav = Densi-

ty(Water;T=(T_agua_chiller1+T_agua_cav2)/2;P=3500000)

rho_faca = Densi-

ty(Water;T=(T_agua_chiller1+T_agua_faca2)/2;P=3500000)

rho_regua = Densi-

ty(Water;T=(T_agua_chiller1+T_agua_regua2)/2;P=3500000)

T_agua_chiller1 = 10,4 [C]

"!Temperatu-

ra medida com PT-100!"

T_agua_cav2 = 12,7 [C]

"!Temperatu-

ra medida com PT-100!"

T_agua_faca2 = 11,1 [C]

"!Temperatu-

ra medida com PT-100!"

{T_agua_regua2 = 17,2 [C]}

"!Temperatu-

ra medida com PT-100!"

h_agua_cav1 = Enthalpy(Water;T=T_agua_chiller1;P=3500000)

h_agua_faca1 = h_agua_cav1

h_agua_regua1 = h_agua_cav1

h_agua_cav2 = Enthalpy(Water;T=T_agua_cav2;P=3500000)

h_agua_faca2 = Enthalpy(Water;T=T_agua_faca2;P=3500000)

h_agua_regua2 = Enthalpy(Water;T=T_agua_regua2;P=3500000)

$COP = (120000 * \text{convert}(\text{kcal/h}; \text{kW})) / 70,4$ "COP nominal com base nos dados de placa do Chiller"

$Pot_chiller = (-Q_chiller) / COP$ "Potência gasta pelo Chiller"

$T_sup_molde = 15,4 [C]$

$\epsilon_molde = \text{Emissivity_TotHemi}('Aluminum_Polished'; T_sup_molde)$ "alumínio polido"

$T_bar_armolde = (T_sup_molde + T_amb) / 2$

$\beta_molde = 1 / (T_bar_armolde + 273,15)$

$Pr_molde = \text{Prandtl}(\text{Air}; T = T_bar_armolde)$

$\rho_molde = \text{Density}(\text{Air}; T = T_bar_armolde; P = P_atm)$

$\mu_molde = \text{Viscosity}(\text{Air}; T = T_bar_armolde)$

$\alpha_molde = \text{ThermalDiffusivity}(\text{Air}; T = T_bar_armolde; P = P_atm)$

$k_molde = \text{Conductivity}(\text{Air}; T = T_bar_armolde)$

"Convecção natural molde superior"

"Convecção na lateral do molde"

$Nus_bar_molde_{lat} = (0,825 + ((0,387 * Ra_molde_{lat}^{1/6})) / (1 + (0,492 / Pr_molde)^{9/16})^{8/27}))^2$

$Ra_molde_{lat} = (g * \beta_molde * (T_amb - T_sup_molde) * (alt_molde^3)) / (\alpha_molde * \mu_molde)$

$h_bar_molde_{lat} = Nus_bar_molde_{lat} * (k_molde / alt_molde)$

$Q_molde_{lat_conv} = 2 * (h_bar_molde_{lat} * (alt_molde * comp_molde) * (T_amb - T_sup_molde))$

$Q_molde_{lat_rad} = 4 * \epsilon_molde * alt_molde * comp_molde * \sigma * ((T_amb + 273,15)^4 - (T_sup_molde + 273,15)^4)$

"Convecção na frente do molde"

$$Q_{\text{moldefr_conv}} = 2 \cdot (h_{\text{bar_molde}} \cdot \text{alt_molde}) \cdot (\text{alt_molde} \cdot \text{larg_molde}) \cdot (T_{\text{amb}} - T_{\text{sup_molde}})$$

$$Q_{\text{moldefr_rad}} = 4 \cdot \epsilon_{\text{molde}} \cdot \text{larg_molde} \cdot \text{alt_molde} \cdot \sigma \cdot ((T_{\text{amb}} + 273,15)^4 - (T_{\text{sup_molde}} + 273,15)^4)$$

"Convecção forçada molde inferior - frente e lateral"

$$\text{Re_molde_forc} = (\rho_{\text{molde}} \cdot (\text{Abert_molde} / t_{\text{ciclo}}) \cdot \text{larg_molde}) / \mu_{\text{molde}}$$

$$\text{Nus_bar_molde_forc} = 0,0592 \cdot (\text{Re_molde_forc}^{4/5}) \cdot (\text{Pr_molde}^{1/3})$$

$$h_{\text{bar_moldeforc}} = \text{Nus_bar_molde_forc} \cdot (k_{\text{molde}} / \text{alt_molde})$$

$$Q_{\text{moldeforc_lat}} = 2 \cdot (h_{\text{bar_moldeforc}} \cdot \text{comp_molde}) \cdot (T_{\text{amb}} - T_{\text{sup_molde}})$$

$$Q_{\text{moldeforc_fr}} = 2 \cdot (h_{\text{bar_moldeforc}} \cdot \text{alt_molde} \cdot \text{larg_molde}) \cdot (T_{\text{amb}} - T_{\text{sup_molde}})$$

$$Q_{\text{molde}} = Q_{\text{molde}}_{\text{lat}} + Q_{\text{molde}}_{\text{conv}} + Q_{\text{molde}}_{\text{forc_lat}}$$

$$Q_{\text{moldefr}} = Q_{\text{moldefr_rad}} + Q_{\text{moldefr_conv}} + Q_{\text{moldeforc_fr}}$$

"Convecção na parte de cima do molde"

$$\text{Nus_bar_moldecima} = 0,15 \cdot \text{Ra_moldecima}^{1/4}$$

$$\text{Ra_moldecima} = (g \cdot \beta_{\text{molde}} \cdot (T_{\text{amb}} - T_{\text{sup_molde}}) \cdot (L_{\text{em}}^3)) / (\alpha_{\text{molde}} \cdot \mu_{\text{molde}})$$

$$h_{\text{bar_moldecima}} = \text{Nus_bar_moldecima} \cdot (k_{\text{molde}} / L_{\text{em}})$$

$$Q_{\text{moldecima_conv}} = (h_{\text{bar_moldecima}} \cdot \text{larg_molde} \cdot \text{comp_molde}) \cdot (T_{\text{amb}} - T_{\text{sup_molde}})$$

$$Q_{\text{moldecima_rad}} = \epsilon_{\text{molde}} \cdot \text{larg_molde} \cdot \text{comp_molde} \cdot \sigma \cdot ((T_{\text{amb}} + 273,15)^4 - (T_{\text{sup_molde}} + 273,15)^4)$$

$$Q_{\text{moldecima}} = Q_{\text{moldecima_rad}} + Q_{\text{moldecima_conv}}$$

"Convecção na parte de baixo do molde"

$$Nus_bar_moldebaixo = 0,27 * Ra_moldecima^{1/4}$$

$$h_bar_moldebaixo = Nus_bar_moldebaixo * (k_molde / L_em)$$

$$Q_moldebaixo_conv = (h_bar_moldebaixo) * (larg_molde * comp_molde) * (T_amb - T_sup_molde)$$

$$Q_moldebaixo_rad = \epsilon * \sigma * A_molde * (T_amb + 273,15)^4 - (T_sup_molde + 273,15)^4$$

$$Q_moldebaixo = Q_moldebaixo_rad + Q_moldebaixo_conv$$

$$Perdas_molde = (Q_moldefr + Q_moldeat + Q_moldecima + Q_moldebaixo) * (-1)$$

$$Q_pp_molde_copo = h_pp_8 * m_dot_pp_copo + Q_cav + Q_faca - Perdas_molde$$

$$Q_cav = m_dot_cav * (h_agua_cav1 - h_agua_cav2)$$

$$Q_faca = m_dot_faca * (h_agua_faca1 - h_agua_faca2)$$

$$Q_regua = Q_31i + Q_32i + Q_31s + Q_32s$$

$$Q_regua = m_dot_regua * (h_agua_regua1 - h_agua_regua2)$$

$$Q_chiller = (m_dot_faca + m_dot_cav + m_dot_regua) * (h_chiller1 - h_chiller2)$$

$$Perdas_tubula\c{c}{\~{o}} = Q_chiller - Q_regua - Q_cav - Q_faca - Perdas_molde$$

$$h_chiller1 = \text{Enthalpy}(\text{Water}; T=9; P=P_atm)$$

$$h_chiller2 = \text{Enthalpy}(\text{Water}; T=12; P=P_atm)$$

$$Q_pp_molde_lamina = h_pp_8 * m_dot_pp_lamina + Q_molde_convfor$$

$$Re_molde_expulsao = (\rho_ar_exp * V_exp * L_ciclo) / \mu_ar_exp$$

$$Re_molde_movpp = (\rho_ar_exp * V_pp * L_ciclo) / \mu_ar_exp$$

$\rho_{ar_exp} = \text{Density}(\text{Air}; T=T_{amb}; P=P_{atm})$

$\mu_{ar_exp} = \text{Viscosity}(\text{Air}; T=T_{amb})$

$Pr_{exp} = \text{Prandtl}(\text{Air}; T=T_{amb})$

$k_{exp} = \text{Conductivity}(\text{Air}; T=T_{amb})$

$Nus_bar_molde_exp = 0,037 * (Re_molde_expulsao^{(4/5)}) * (Pr_exp^{(1/3)})$

$Nus_bar_molde_movpp = 0,037 * (Re_molde_movpp^{(4/5)}) * (Pr_exp^{(1/3)})$

$h_bar_molde_exp = (Nus_bar_molde_exp * k_{exp}) / L_{ciclo}$

$h_bar_molde_movpp = (Nus_bar_molde_movpp * k_{exp}) / L_{ciclo}$

$Q_molde_convfor = - h_bar_molde_exp * larg_pp * L_{ciclo} * (T_{pp_8} - T_{amb}) - h_bar_molde_movpp * larg_pp * L_{ciclo} * (T_{pp_8} - T_{amb})$

$h_{pp_9lamina} = (m_dot_pp_lamina * h_{pp_8} + Q_molde_convfor) / m_dot_pp_lamina$

$m_dot_pp_lamina = m_dot_pp - m_dot_pp_copo$

$T_{pp_9lamina} = (\ln((h_{pp_9lamina}/1000)/41,657))/0,0134$

$h_{pp_9copo} = (m_dot_pp_copo * h_{pp_8} + Q_{cav} + Q_{faca} - Perdas_molde) / m_dot_pp_copo$

$m_dot_pp_copo = (N_{cav} * m_{copo_pp}) / t_{ciclo}$

$T_{pp_9copo} = (\ln((h_{pp_9copo}/1000)/41,657))/0,0134$

"!Perda térmica da tubulação!"

"geometria"

$D_{tubo} = 0,04826$

$r_{tubo} = D_{tubo} / 2$

$r_{iso} = r_{tubo} + e$

$D_{iso} = 2 * r_{iso}$

$r_{int} = r_{tubo} - 0,00368$

$e = 0,05$

"Tubo 1.1/2 polegadas série 40"

"Raio externo do tubo"

"Raio do isolante"

"Diâmetro do isolante"

"Raio interno do tubo"

"Espessura recomendada pelo fabricante"

"Temperaturas"

$T_{ti} = 9$ [C] "Temperatura da parede interna do tubo"
 $T_{amb} = 32$ "Temperatura ambiente"
 $\{T_f = (T_{amb} + T_{si})/2\}$ "Temperatura de filme para cálculo das propriedades da convecção forçada"
 $T_f = 20,52$ {31,53}

"Cálculo da convecção forçada"

$V_{ar} = 1$ "Velocidade do ar"
 $k_{ar} = \text{conductivity}(\text{air}; T = T_f)$ "Condutividade térmica do ar"
 $\rho_{ar} = \text{density}(\text{air}; T = T_f; P = 1)$ "Densidade do ar"
 $\mu_{ar} = \text{viscosity}(\text{air}; T = T_f)$ "Viscosidade dinâmica do ar"
 $Re_{ar} = (V_{ar} * \rho_{ar} * D_{tubo}) / \mu_{ar}$ "Nro de Reynolds do escoamento sobre cilindro em fluxo cruzado"
 $Nuss = 0,193 * (Re_{ar}^{0,618}) * Pr^{1/3}$ "Nro de Nusselt do escoamento externo sobre cilindro em fluxo cruzado"
 $Nuss = (h_{conv} * D_{tubo}) / k_{ar}$ "Coeficiente de transferência de calor por convecção forçada h_{conv} "
 $Pr = \text{Prandtl}(\text{air}; T = T_f)$ "Nro de Prandtl do ar"

"Calculo da perda de calor"

$q = (T_{amb} - T_{ti}) / R_{tot}$ "Calor perdido para o ambiente"
 $R_{tot} = \ln(r_{tubo} / r_{int}) / (2 * \pi * k_{tubo}) + \ln(r_{iso} / r_{tubo}) / (2 * \pi * k_{iso}) + 1 / (h_{conv} * 2 * \pi * r_{iso})$ "Resistência térmica total equivalente"
 $q = h_{conv} * 2 * \pi * r_{iso} * (T_{amb} - T_{si})$ "Temperatura T_{si} - Temperatura na superfície do isolante"
 $k_{iso} = 0,03$ "Condutividade térmica do isolante fornecida pelo fabricante"
 $k_{tubo} = 46,444$ "Condutividade térmica do tubo fornecida pelo fabricante"

"Calculo da perda de calor sem isolamento"

$q = (T_{amb} - T_{ti}) / R_{tot}$ "Calor perdido para o ambiente"
 $R_{tot} = \ln(r_{tubo} / r_{int}) / (2 * \pi * k_{tubo}) + 1 / (h_{conv} * 2 * \pi * r_{tubo})$ "Resistência térmica total equivalente"
 $q = h_{conv} * 2 * \pi * r_{tubo} * (T_{amb} - T_{si})$ "Temperatura T_{si} - Temperatura na superfície do tubo"

Interface do programa de simulação com o diagrama esquemático da termoformadora:

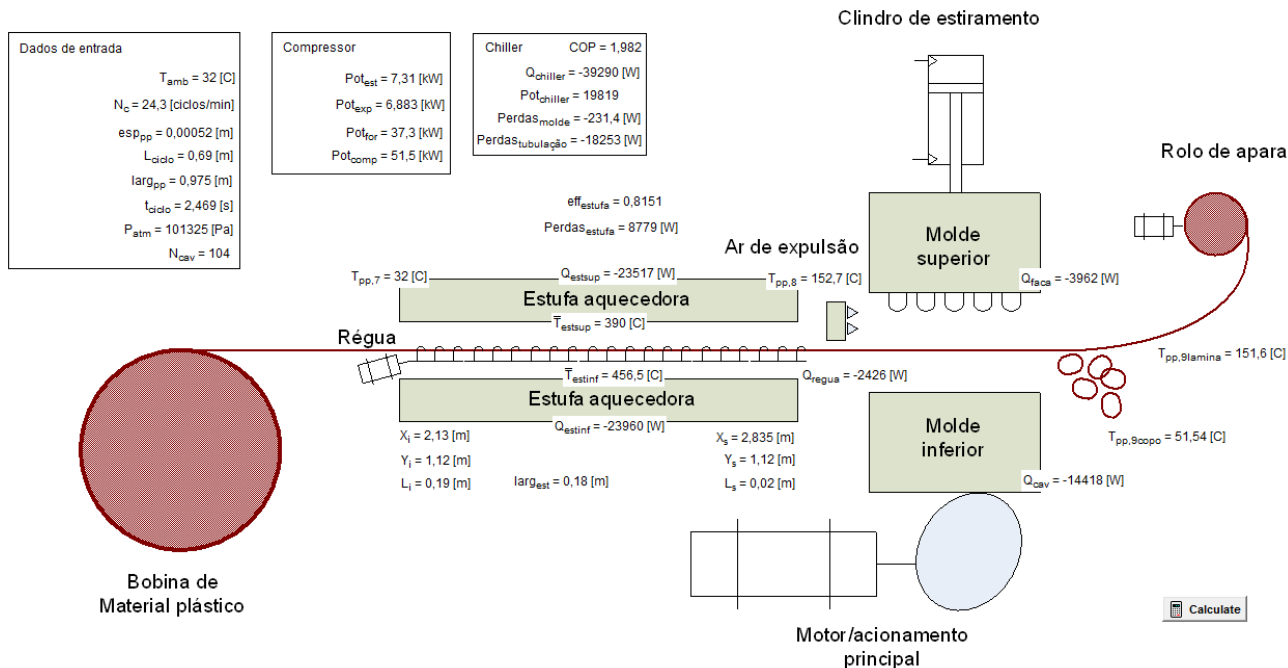


Figura A.1 - Interface do programa de simulação elaborado no *software* EES.

APÊNDICE B

A comparação entre a temperatura do polipropileno e a sua curva de entalpia a partir da Figura 2.1, iniciou-se com a extração dos dados da curva, pode ser visualizada na Figura B.1:

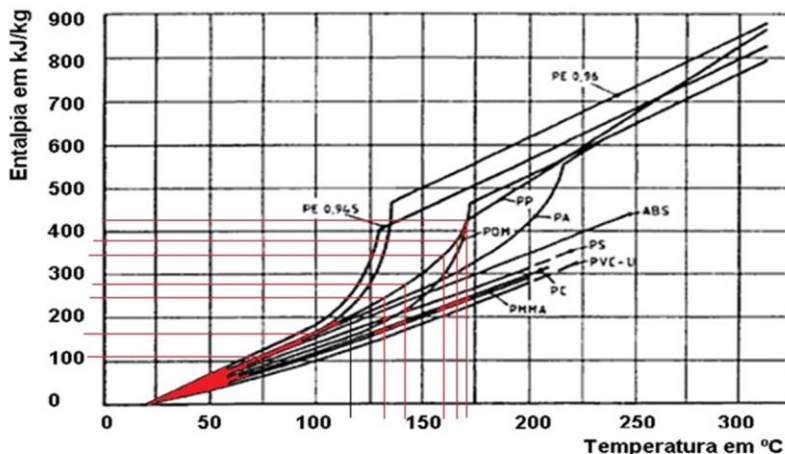


Figura B.1 – Dados da curva do polipropileno sendo retirados do figura.

Fonte: Elaborado pelo autor.

Com os pontos traçados em cima da curva do PP na figura, os dados foram extraídos por meio de interpolação e inseridos na Tabela B.1.

Tabela B.1 – Dados de entalpia e temperatura da curva do PP.

Entalpia [kJ/kg]	Temperatura [°C]
111	75
162	100
200	116
243	131
276	141
300	150
341	160
373	166
427	170

Fonte: Elaborado pelo autor.

A partir desta tabela os dados foram plotados em um gráfico (Figura B.2) e uma linha de tendência foi traçada, da qual foi retirada uma equação que, após uma mudança nos termo, tornou-se a equação (5.1).

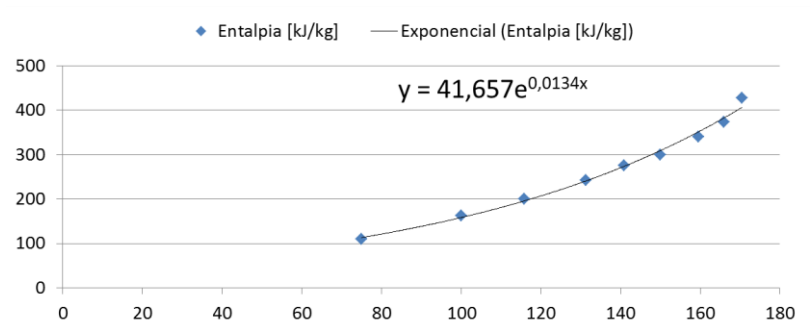


Figura B.2 – Linha de tendência traçada e equação obtida com os dados da Tabela B.1.

Fonte: Elaborado pelo autor.

ANEXO A

Disposição das resistências nas estufas superior e inferior da termoformadora TE8-000, disponibilizado pela NTS – Máquinas e Equipamentos:

ESTUFA SUPERIOR 14 - 8 X 1000W + 09 - 4 X 1000W 240V

[illegible]

ESTUFA INFERIOR 14 - 8 X 1000W + 09 - 4 X 1000W 240V

1000W	FIL EIRA 15	6 x 1000W x 240V	1000W	1000W	1000W	1000W	1000W	1000W	1000W
	FIL EIRA 14	6 x 1000W x 240V	1000W	1000W	1000W	1000W	1000W	1000W	1000W
	FIL EIRA 13	6 x 1000W x 240V	1000W	1000W	1000W	1000W	1000W	1000W	1000W
	FIL EIRA 12	6 x 1000W x 240V	1000W	1000W	1000W	1000W	1000W	1000W	1000W
ZONA 26 TC - K26	FIL EIRA 11	6 x 1000W x 240V	1000W	1000W	1000W	1000W	1000W	1000W	1000W
	FIL EIRA 10	6 x 1000W x 240V	1000W	1000W	1000W	1000W	1000W	1000W	1000W
	FIL EIRA 09	6 x 1000W x 240V	1000W	1000W	1000W	1000W	1000W	1000W	1000W
	FIL EIRA 08	ZONA 25 TC - K25	1000W	1000W	1000W	1000W	1000W	1000W	1000W
1000W	FIL EIRA 07	6 x 1000W x 240V	1000W	1000W	1000W	1000W	1000W	1000W	1000W
	FIL EIRA 06	6 x 1000W x 240V	1000W	1000W	1000W	1000W	1000W	1000W	1000W
	FIL EIRA 05	6 x 1000W x 240V	1000W	1000W	1000W	1000W	1000W	1000W	1000W
	FIL EIRA 04	6 x 1000W x 240V	1000W	1000W	1000W	1000W	1000W	1000W	1000W
1000W	FIL EIRA 03	6 x 1000W x 240V	1000W	1000W	1000W	1000W	1000W	1000W	1000W
	FIL EIRA 02	6 x 1000W x 240V	1000W	1000W	1000W	1000W	1000W	1000W	1000W
	FIL EIRA 01	6 x 1000W x 240V	1000W	1000W	1000W	1000W	1000W	1000W	1000W

FRENTE MAQUINA - MOLDE